

Trabajo Fin de Grado

Estudio de las condiciones de
automantenimiento de las turbinas de gas.
Aplicación del estudio a una instalación
docente.

Autor

Raúl Villén Domingo

Director

Mariano Muñoz Rodríguez

Facultad / EINA
2015

Agradecimientos

Agradecer, lo primero y ante todo, a mis padres por brindarme la oportunidad de estudiar, así como por el apoyo recibido durante estos años. A mis colegas y compañeros de faena, tras esas largas y dedicadas horas de estudio; porque todo esfuerzo tiene su recompensa, llegaremos a la cima de la campana llenando la mochila. A mi director del proyecto Mariano Muñoz por su ayuda y consejos. Finalmente, a mis hermanos y a aquellas personas que me han podido soportar hasta cerrar esta etapa, muchas gracias a todas!!

Septiembre, 2015

RESUMEN

Este trabajo se ha realizado en la Escuela de Ingeniería y Arquitectura de la universidad de Zaragoza en el área de máquinas y motores térmicos.

El trabajo tiene como fin dar con las condiciones de automantenimiento de una turbina de gas y aplicarlo a una turbina de gas real. Las distintas pruebas realizadas se han llevado a cabo sobre una instalación docente de una turbina de gas que existe en el laboratorio de motores de la universidad de Zaragoza.

Lo primero que se ha realizado para llevar a cabo este trabajo es el estudio del comportamiento y la forma de trabajo de las turbomáquinas. Concretamente se estudia con más detenimiento las turbinas de gas, dado que son las máquinas sobre las que se centra el estudio del automantenimiento. Ello conlleva conocer los principales parámetros que las gobiernan y las magnitudes usadas para caracterizar cada uno de sus componentes, por ello, se ha hecho hincapié en los números adimensionales y las curvas características de la turbina y compresor que forman la turbina de gas.

Posteriormente y para dar con el objetivo del automantenimiento, se ha realizado una revisión bibliográfica en la cual se estudian diversos textos de los cuales se extraen diferentes ideas que ayudarán a conseguirlo. De este modo, se han desarrollado dos métodos teóricos para conseguir el automantenimiento de la turbina de gas, los cuales tienen consideraciones de partida y formas de trabajo diferentes. Tras desarrollar y aplicar dichos métodos con los datos de la turbina de gas usada, se extraen diferentes resultados y conclusiones a resaltar de cada uno de ellos así como una comparación entre ambos.

Por último, se han realizado diferentes pruebas en frío que han permitido comprobar el correcto funcionamiento de esta, a la vez que recoger cierta información útil para el posterior desarrollo de la turbina de gas como instalación docente.



DECLARACIÓN DE AUTORÍA Y ORIGINALIDAD

(Este documento debe acompañar al Trabajo Fin de Grado (TFG)/Trabajo Fin de Máster (TFM) cuando sea depositado para su evaluación).

D./Dña. Raúl Villén Domingo

con nº de DNI 17767465B en aplicación de lo dispuesto en el art.

14 (Derechos de autor) del Acuerdo de 11 de septiembre de 2014, del Consejo de Gobierno, por el que se aprueba el Reglamento de los TFG y TFM de la Universidad de Zaragoza,

Declaro que el presente Trabajo de Fin de (Grado/Máster)
Grado _____ (Título del Trabajo)

Estudio de las condiciones de automantenimiento de las turbinas de gas.
Aplicación a una instalación docente.

_____ es de mi autoría y es original, no habiéndose utilizado fuente sin ser citada debidamente.

Zaragoza, 22 de Septiembre de 2015

Fdo: Raúl Villén Domingo

ÍNDICE

LISTA DE FIGURAS	iii
LISTA DE TABLAS	iii
LISTA DE GRÁFICAS	iii
NOMENCLATURA	iv
INTRODUCCIÓN	1
1. COMPONENTES Y FUNCIONAMIENTO	3
2. IGUALACIÓN DE TRABAJOS	5
Procedimiento y resultados	8
A/R=0,84	9
A/R=0,58	10
A/R=1,15	11
Conclusiones	12
3. MÉTODO ITERATIVO	13
Procedimiento y resultados	17
A/R=0,84	20
A/R=0,58	21
A/R=1,15	22
Conclusiones	23
4. COMPARATIVA DE MÉTODOS	24
Conclusiones	27
5. PRUEBAS EN FRIO	28
Medidas de presión	28
Medidas de caudal	29
Conclusiones	33
6. BIBLIOGRAFIA	34
ANEXO I: INTRODUCCIÓN A LAS TURBOMÁQUINAS	35
I.I PÉRDIDAS EN ELEMENTOS Y MAGNITUDES DE PARADA	35
I.II NÚMEROS ADIMENSIONALES	37
I.III COMPRESORES	39
El compresor centrífugo	39
Curvas características del compresor	40
I.IV TURBINAS	41
La turbina radial	41
Curvas características de la turbina	42
I.V. ESTUDIO DE LAS CURVAS DEL TURBOCOMPRESOR GARRET	43
Compresor	43
Turbina	44
I.VI. CURVAS CARACTERÍSTICAS DE COMPRESOR Y TURBINA	50

ANEXO II: DESCRIPCIÓN DE LA INSTALACIÓN	52
Compresor	54
Turbina.....	54
Cámara de combustión.....	55
Panel de mandos.....	55
Sistema de refrigeración.....	56
Circuito de aire.....	56
Circuito de combustible	58

LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Turbina de gas en ciclo abierto	3
Figura 2. Ciclo Brayton-Joule	3
Figura 3. Curva del compresor-Punto del ejemplo.....	19
Figura 4. Punto de mínimo caudal	30
Figura 5. Compresor centrífugo	39
Figura 6. Curvas características de un turbocompresor	40
Figura 7. Turbina radial	41
Figura 8. Curvas características de una turbina	42
Figura 9. Curvas características de una turbina radial.....	42
Figura 10. Curva característica compresor Garret. Temperatura en Rankine y presión en psia.	43
Figura 11. Curva característica turbina Garret. Temperatura en Rankine y presión en psia.	44
Figura 12. Vista lateral de la instalación	53
Figura 13. Vista frontal de la instalación	53
Figura 14. Compresor radial Garret	54
Figura 15. Turbina radial Garret.....	54
Figura 16. Vista exterior de la cámara de combustión.....	55
Figura 17. Panel de mandos	55
Figura 18. Sistema de refrigeración de aceite	56
Figura 19. Columnas inclinadas de medida	57
Figura 20. Toberas calibradas ISA.....	57
Figura 21. Válvulas de regulación	57

LISTA DE TABLAS

Tabla 1. Aumento de temperaturas en el compresor.....	8
Tabla 2. Tabla de constantes $\Delta T_{012}/N^2$ por rendimientos.....	8
Tabla 3. Temperatura de automantenimiento para A/R=0,84. Método 1	9
Tabla 4. Temperatura de automantenimiento para A/R=0,58. Método 1	10
Tabla 5. Temperatura de automantenimiento para A/R=1,15. Método 1	11
Tabla 6. Temperatura de automantenimiento para A/R=0,84. Método 2	20
Tabla 7. Temperatura de automantenimiento para A/R=0,58. Método 2	21
Tabla 8. Temperatura de automantenimiento para A/R=1,15. Método 2	22
Tabla 9. Puntos estudiados del compresor.....	43

LISTA DE GRÁFICAS

Gráfica 1. Temperatura de equilibrio para A/R=0,84. Método 1	9
Gráfica 2. Temperatura de equilibrio para A/R=0,58. Método 1	10
Gráfica 3. Temperatura de equilibrio para A/R=1,15. Método 1	11
Gráfica 4. Temperatura de equilibrio para A/R=0,84. Método 2	20
Gráfica 5. Temperatura de equilibrio para A/R=0,58. Método 2	21
Gráfica 6. Temperatura de equilibrio para A/R=1,15. Método 2	22
Gráfica 7. Comparativa para A/R=0,84	24
Gráfica 8. Comparativa para A/R=0,58	25
Gráfica 9. Comparativa para A/R=1,15	26
Gráfica 10. Pruebas de presión en frío	28
Gráfica 11. Caudal primario y secundario en función de las r.p.m.	29
Gráfica 12. Caudales del primario para distintas configuraciones	30
Gráfica 13. Caudales del secundario para distintas configuraciones	31
Gráfica 14. Caída de presión en el primario para distintas configuraciones	31
Gráfica 15. Caída de presión en el secundario para distintas configuraciones	32

NOMENCLATURA

W	Trabajo específico
Q	Calor específico
m	Gasto másico
R	Cociente de presiones
γ	Razón calores específicos
ρ	Densidad
T	Temperatura
P	Presión
η	Rendimiento
C_p	Calor específico a presión constante
N	Velocidad de giro
q	Caudal másico

Subíndices

0	Magnitud de parada
1, 2, 3, 4	Secciones de referencia
C	Compresor
T	Turbina
CC	Cámara de combustión
eje	En el eje
out	Salida
in	Entrada
a	Aire
g	Gas
m	Mecánico
$inst$	Instalación
p	Primario
s	Secundario

INTRODUCCIÓN

El objetivo principal del trabajo consiste en encontrar las condiciones de automantenimiento de una turbina de gas, es decir, qué condiciones se tienen que dar en la máquina para lograr que la turbina sea capaz de generar el suficiente trabajo para poder mover el compresor y que éste genere la compresión necesaria requerida por el ciclo, manteniendo unas revoluciones constantes sin que la turbina pierda velocidad y decaiga hasta detenerse.

El siguiente estudio se va a realizar sobre una turbina de gas real, concretamente sobre una instalación docente existente en el Laboratorio de Motores del departamento de ingeniería mecánica de la Universidad de Zaragoza. Esta instalación ha sido diseñada por lo profesores del laboratorio, y mediante diversos proyectos fin de carrera se ha ido mejorando su comportamiento. Dicha instalación consiste en una turbina de gas construida mediante el grupo de turbocompresión de un motor diesel (turbina de gas y turbocompresor), a la que se le ha instalado una cámara de combustión, para que haga las funciones de esta en una turbina de gas real, así como diferentes medios e instrumental para la toma de datos de interés como presión, caudal o temperaturas.

El principal problema que se plantea es la búsqueda de la temperatura a la salida de la cámara de combustión de tal manera que el funcionamiento del conjunto turbocompresor-turbina sea estable, es decir que se logre la condición de automantenimiento. Esta temperatura será decisiva para el correcto funcionamiento de la turbina de gas puesto que de ella depende la expansión del gas en la turbina y por tanto el trabajo intercambiado entre el fluido gas y la máquina.

Para poder abordar el problema del automantenimiento primeramente se debe conocer el funcionamiento y las características de trabajo de dichas máquinas. Al realizar el estudio sobre una turbina de gas real se han de investigar por un lado cuales son las características de una turbina de gas, conociendo el modo de funcionamiento y los parámetros que la gobiernan. Por otro lado al estar compuesta por componentes de un turbocompresor hay que investigar también las formas de trabajo características de este tipo de máquinas. Esta información ha sido recogida en el Anexo I donde se introduce al mundo de las turbinas de gas, se indican las características principales de cada componente y las magnitudes y curvas características que indican los parámetros de trabajo más relevantes tanto de la turbina como del compresor.

Una vez conocido el comportamiento y forma de trabajo de las turbina y con el fin de conseguir el objetivo buscado y previo al estudio de los métodos que se desarrollaran en el siguiente trabajo, se realizó una revisión bibliográfica de varios libros y documentos sobre el tema a tratar. Con ello se pretendía investigar entre los distintos textos que hablan sobre el automantenimiento de este tipo de máquinas a la vez que seleccionar y extraer la información necesaria que permitiese realizar el estudio. De esta manera se podría abordar el problema del automantenimiento desde distintos puntos de partida y teniendo en cuenta diferentes consideraciones.

Así pues tras la revisión de distinta bibliografía se decidió centrarse en dos métodos para conseguir el objetivo buscado, aplicando y analizando cada uno por separado y una comparación final entre ambos. Estos métodos se diferencian principalmente en la forma de trabajo y las consideraciones base que se toman para dar con las condiciones buscadas llegando a resultados con notables diferencias. El primero de ellos se basa en la igualación de los trabajos entre el compresor y la turbina [1]. El segundo de ellos consiste en un método iterativo [2] en el que tiene en cuenta distintos parámetros sobre el control de las turbinas de

gas tales como la compatibilidad de gasto másico o la velocidad de giro de las diferentes partes de la máquina. Además, una referencia a destacar ha sido el proyecto fin de carrera [4] para la comprensión del funcionamiento de la instalación con la que se trabaja a lo largo del siguiente trabajo.

Para finalizar, al final de este documento existen dos anexos. En el primero de ellos se explica que son las magnitudes de parada, así como los números adimensionales con los que trabaja en este tipo de máquinas. Además se explica que son un compresor y una turbina radiales, así como el trabajo realizado sobre las curvas características de estos para poder usarlas a lo largo del trabajo. En el segundo Anexo se describe de forma simple las partes principales que conforman la instalación así como sus funciones.

1. COMPONENTES Y FUNCIONAMIENTO

La idea básica del funcionamiento de una turbina de gas simple es la compresión de aire, seguidamente mezclarlo con un combustible para su posterior combustión y expandirlo en una turbina con el fin de producir potencia en un eje.

En una turbina de gas es necesario que exista una expansión con la que producir trabajo, pero para ello se debe conseguir una compresión previa del fluido. En este caso y de forma ideal, si el fluido se expandiese a continuación de la etapa de compresión, la potencia desarrollada por la turbina sería exactamente la misma que absorbería el compresor con lo que la turbina se limitaría prácticamente a girar por sí sola. Sin embargo, se puede aumentar la potencia desarrollada por la turbina para poder extraer trabajo de ella, aportando una energía extra que incremente la temperatura antes de su expansión. La mejor manera de aportar esta energía extra es la combustión de un combustible cuando el fluido se encuentra comprimido, así la potencia desarrollada en la expansión por la turbina permitirá no solo mover el compresor sino producir potencia útil. Así pues, la turbina de gas estará formada por tres componentes principales: compresor, cámara de combustión y turbina de expansión, donde compresor y turbina giran solidarios a un eje común.

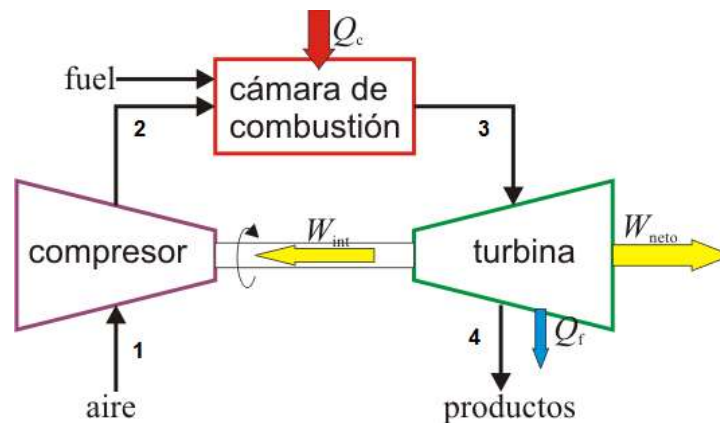


Figura 1. Turbina de gas en ciclo abierto

La turbina de gas más simple (figura 1) consta de los tres componentes y para su funcionamiento sigue un ciclo Brayton-Joule (figura 2). El ciclo de trabajo consiste en la compresión de aire fresco hasta una alta presión para posteriormente añadirle energía en forma de combustible y quemarlo, con lo que se tiene un gas a alta presión y temperatura. Este gas pasa ahora por la turbina donde se expande disminuyendo la presión e intercambiando trabajo con esta. De esta forma se extrae la suficiente potencia como para poder mover el compresor y extraer del eje la potencia necesaria que se requiera en las distintas aplicaciones.

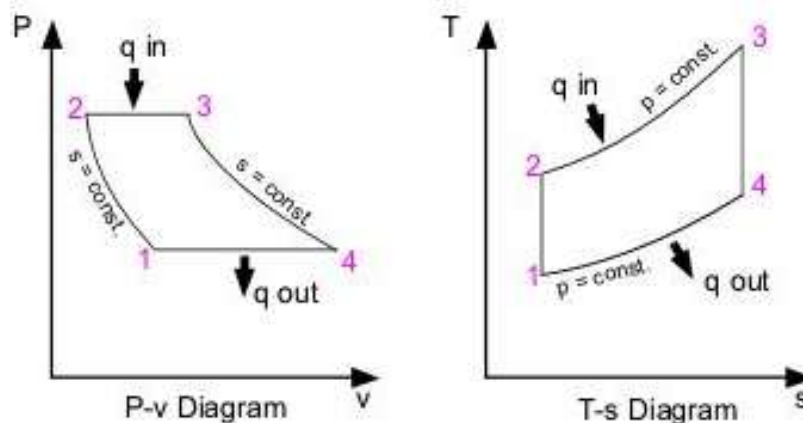


Figura 2. Ciclo Brayton-Joule

Tanto el compresor como la turbina tienen un rendimiento dado, determinado por las condiciones de operación en las cuales estén trabajando, es decir, existen ciertas pérdidas debidas, por ejemplo, a las turbulencias del fluido creadas en su interior o al rozamiento mecánico de las distintas partes que los componen. Estas pérdidas son las responsables de que no toda la energía que se intercambia en la turbina sea aprovechada de forma útil y varían dependiendo de las condiciones de velocidad, presión o caudal con las que se trabaje en cada momento. Así pues estas pérdidas resultan en que el compresor necesite algo más de potencia para poder realizar el trabajo de compresión del aire y que la turbina no genere toda la potencia necesaria.

Dichas pérdidas se pueden compensar mediante un incremento adicional en el gasto de combustible en la corriente principal de aire, que haga que la turbina genere la potencia buscada en unas condiciones de trabajo dadas. El incremento de combustible está limitado, y este límite estará marcado por la relación aire / combustible que puede usarse debido a la temperatura máxima de trabajo admisible por los alabes que conforman la turbina. A su vez esta temperatura también influirá en la potencia útil que será capaz de desarrollar la turbina puesto que como se verá más adelante, la potencia que puede desarrollar una turbina de gas esta directamente ligada con la temperatura máxima que puede alcanzar el ciclo, es decir, la temperatura máxima que se puede alcanzar en la cámara de combustión.

Se puede afirmar pues que los principales factores que influyen en los límites de funcionamiento de las turbinas de gas son el rendimiento de los componentes que la forman y la temperatura de trabajo de los mismos como se demostrará más adelante. Es interesante destacar que en las turbinas de gas las distintas fases de compresión, combustión y expansión se realizan en elementos separados pudiéndose diseñar y probarse por separado. Con ello se pueden comprobar las características de cada uno de los componentes y desarrollar nuevos modelos y tecnologías que ayuden a mejorar el rendimiento global de la máquina. Un ejemplo de ello podría ser la implantación de los alabes refrigerados por aire en la turbina, lo que permite tener una mayor temperatura en los gases de escape y aumentar considerablemente el rendimiento de la misma. Además el hecho de poder probar cada elemento por separado da pie a que no exista una única configuración de turbinas de gas sino que existan distintas combinaciones, pudiendo hacerse la compresión o la expansión en varias etapas.

Finalmente el estudio y comprensión del funcionamiento de los componentes principales que forman una turbina de gas, en este caso el trabajo se centrará en las turbinas de gas simples, es bastante complicado debido a la multitud factores y parámetros que intervienen en ellas y del constante cambio al que se ven sometidas al tratarse de una máquina de flujo continuo. Por ello en el Anexo I se explica cómo se trabaja y cuáles son las magnitudes representativas a la hora de caracterizar el funcionamiento de las turbinas.

2. IGUALACIÓN DE TRABAJOS

Tras estudiar el documento “*a first course in gas turbine technology*” [1], se ha extraído el método que se describe a continuación. Este se basa en la igualación del trabajo desarrollado por la turbina y el consumido por el compresor. Dicha igualación proviene de la idea de que para poder mantener una turbina de gas en funcionamiento el trabajo que debe entregar la turbina al eje debe ser igual o superior que el trabajo requerido por el compresor para poder comprimir el aire que necesita la turbomáquina.

Previamente a poder igualar los trabajos desarrollados y/o consumidos por las distintas partes de la turbomáquina se deben tener en cuenta los parámetros de los estos que dependen. Así pues se debe empezar analizando de qué depende el trabajo desarrollado o consumido de cada uno de los equipos por separado en función de temperaturas, presiones y rendimientos de los mismos. Para el desarrollo del método que se describe se ha supuesto que el caudal másico que circula por la partes de la máquina es constante.

A continuación se van a desarrollar las distintas expresiones con las que se va a trabajar para dar con las condiciones de automantenimiento, viendo de qué parámetros dependen cada una de ellas.

$$\text{Trabajo compresor} \rightarrow W_C = mCp (T_{02} - T_{01}) = m Cp T_{01} \left(R^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) \quad (1.1)$$

$$\text{donde } R = \frac{P_{02}}{P_{01}}$$

$$\text{Energía c. de combustión} \rightarrow Q_{cc} = mCp (T_{03} - T_{02}) \quad (1.2)$$

$$\text{Trabajo turbina} \rightarrow W_T = mCp (T_{04} - T_{03}) = m Cp T_{03} \left(1 - R^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right) \quad (1.3)$$

Teniendo en cuenta las expresiones 1.1, 1.2 y 1.3 se podrá analizar el rendimiento del conjunto. Como cualquier rendimiento, este se podría definir como el cociente de la energía que se puede extraer de un sistema entre lo que se ha aportado al mismo para que funcione. En este caso el rendimiento de una turbina de gas ideal viene dado por el cociente entre la potencia neta extraída en el eje y la cantidad de energía suministrada en la cámara de combustión en forma de combustible.

$$\eta = \frac{W_T - W_C}{Q_{cc}} = \frac{mCp (T_{04} - T_{03}) - mCp (T_{02} - T_{01})}{mCp (T_{03} - T_{02})} = \frac{T_{03} - T_{04} - T_{02} + T_{01}}{T_{03} - T_{02}} \quad (1.4)$$

De forma que la ecuación 1.4 refleja el rendimiento de una turbina de gas ideal en función solo de las temperaturas de los puntos característicos que marcan el ciclo. En el caso de las turbinas de gas dichos puntos coinciden con los distintos componentes que la forman, siendo:

- 1- Entrada al compresor.
- 2- Salida compresor- Entrada cámara de combustión.
- 3- Salida cámara de combustión- Entrada a turbina.
- 4- Salida de turbina.

Desarrollando más en profundidad la ecuación 1.4 e introduciendo la siguiente expresión característica de los procesos isoentrópicos ideales tales como el ciclo Brayton $T_{04}/T_{03} = T_{01}/T_{02}$ se obtiene la siguiente ecuación en la que el rendimiento depende claramente de las temperaturas al inicio y al final del proceso de compresión, y es independiente de la temperatura máxima del ciclo.

$$\eta = \frac{T_{03} - T_{04} - T_{02} + T_{01}}{T_{03} - T_{02}} = 1 - \frac{T_{04} - T_{01}}{T_{03} - T_{02}} = 1 - \frac{(T_{04}/T_{01}) - 1}{(T_{03}/T_{02}) - 1} \left(\frac{T_{01}}{T_{02}} \right) = 1 - \frac{T_{01}}{T_{02}}$$

Teniendo en cuenta que en el proceso isoentrópico 1-2 podemos obtener el rendimiento del ciclo a partir de la siguiente expresión $T_{02}/T_{01} = R^{(\gamma-1)/\gamma}$ se obtiene finalmente la ecuación 1.5.

$$\eta = 1 - \left(\frac{1}{R} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (1.5)$$

Se puede observar que el rendimiento de una turbina de gas simple siguiendo las características de un ciclo ideal dependerá principalmente de la relación de compresión que pueda suministrar el compresor y la relación del cociente de los calores específicos del gas usado.

Se pasa a continuación a analizar la potencia específica de la turbomáquina siendo esta la resta entre potencia generada por la turbina y consumida por el compresor.

$$W_{eje} = W_T - W_C = mCp (T_{04} - T_{03}) - mCp (T_{02} - T_{01}) \quad (1.6)$$

Si reagrupamos de distinto modo la ecuación 1.6 de manera que

$$\frac{W_{eje}}{Cp m T_{01}} = \frac{T_{03}}{T_{01}} \left(1 - \frac{T_{04}}{T_{03}} \right) - \frac{T_{02}}{T_{01}} + 1$$

se puede observar que el trabajo que desarrollaría la turbina de gas vendría fuertemente marcado por la temperatura máxima del ciclo T_{03} , temperatura en los gases a la salida de la cámara de combustión.

Hasta ahora se ha considerado el ciclo que rige la turbina como un ciclo ideal. De aquí en adelante se introducen los rendimientos isoentrópicos tanto de la turbina como del compresor de un ciclo real.

$$\eta_T = \frac{W_{out}}{W_T} \qquad \eta_C = \frac{W_C}{W_{in}}$$

Si se introducen dichos rendimientos en las ecuaciones (1.4) y (1.6) se obtendrán las ecuaciones 1.7 y 1.8 sobre el trabajo realizado y el rendimiento global de la turbomáquina:

$$W_{TOTAL} = W_{out} - W_{in} = \eta_T m C_p T_{03} \left(1 - R_0^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right) - \frac{m C_p T_{01} \left(R_0^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right)}{\eta_c} \quad (1.7)$$

$$\eta_0 = \frac{W_{TOTAL}}{Q_{cc}} = \frac{\eta_T \left(1 - R_0^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right) - \frac{T_{01}}{T_{03}} \left(R_0^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) / \eta_c}{\frac{T_{01}}{T_{03}} \left(1 + \frac{R_0^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\eta_c} \right)} \quad (1.8)$$

Una vez obtenidas las ecuaciones 1.7 y 1.8 se puede pasar a aplicar la condición mínima que se debe cumplir para que la turbina de gas pueda mantenerse. Esta condición se puede aplicar igualando a cero la ecuación 1.7 y eliminando a su vez los parámetros que tienen comunes ambos lados de la ecuación. $W_{out} - W_{in} \geq 0$

$$\eta_T T_{03} \left(1 - R_0^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right) \geq \frac{T_{01}}{\eta_c} \left(R_0^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) \quad \longrightarrow \quad \frac{T_{03}}{T_{01}} \geq \frac{R_0^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}{\eta_T \eta_c} \quad (1.9)$$

Partiendo de la ecuación anterior 1.9 y teniendo en cuenta la siguiente expresión de la etapa de compresión de un ciclo isentrópico ideal $T_{02}/T_{01} = R^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$ así como el rendimiento isentrópico del compresor $\eta_c = (T_{01} - T_{02})/(T_{01} - T_{02s})$ se obtiene la siguiente:

$$\frac{T_{03}}{T_{01}} \geq \frac{\eta_c^{\frac{\Delta T_0}{T_{01}} + 1}}{\eta_T \eta_c} \quad (1.10) \quad \text{dónde} \quad \Delta T_0 = T_{02} - T_{01}$$

Debido a que las turbinas de gas son máquinas que funcionan a diferentes revoluciones dependiendo la función que estén desarrollando e incluso en una misma aplicación pueden ser solicitadas para diferentes regímenes de giro, es importante introducir un término en la ecuación 1.10 que represente esta variable para poder tener un control sobre ella. Así pues el último paso consiste en introducir la velocidad rotacional de la turbina. Se debe tener en cuenta que a diferencia de un compresor axial, en un compresor centrífugo el cociente $\Delta T_0/N^2$ es prácticamente constante e independiente de la velocidad [1]. La idea anterior se demuestra y refleja en la Tabla 2 del siguiente apartado.

$$\frac{T_{03}}{T_{01}} \geq \frac{\eta_c^{\frac{\Delta T_{021}}{N^2} \frac{N^2}{T_{01}} + 1}}{\eta_T \eta_c} \quad (1.11)$$

Se tendrá así una relación directa entre la velocidad de giro de la turbomáquina y la temperatura del ciclo T_{03} en la ecuación 1.11, por lo que cuanto más rápido queramos que gire la máquina mayor temperatura debemos conseguir en la cámara de combustión.

Partiendo de esta última ecuación 1.11 se van a calcular las temperaturas que harían que la turbina se automantuviese para distintas configuraciones dimensionales A/R explicadas en el Anexo I.

Procedimiento y resultados

Para poder utilizar el método explicado mediante la aplicación de la ecuación 1.11 para distintos puntos del compresor expresados en el Anexo I, previamente se ha de demostrar que el cociente $\Delta T_{012}/N^2$ es constante como se dice en el documento [1]. Para ello se ha de calcular previamente el salto de temperatura ΔT_{021} que se produce en la etapa de compresión utilizando la fórmula 1.12

$$\Delta T_{012} = \frac{T_{01}}{\eta_c} \left[\left(\frac{P_{02}}{P_{01}} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} - 1 \right] \quad (1.12)$$

A la hora de aplicar la ecuación anterior se han usado como temperatura ambiente un valor de $T_{01} = 293 \text{ [K]}$ y para el cociente de calores específicos un valor de $\gamma = 1,40114$.

Aplicando dicha ecuación para todos los puntos recogidos en la tabla 9 del Anexo I de la curva característica del compresor se obtienen todos los incrementos de temperatura reflejados en la Tabla 1.

$\Delta T_{012} \text{ [K]}$						
N	64%	66%	68%	70%	72%	74%
45350	18,66	20,38	20,87	22,39	23,80	
68369	43,63	46,80	47,33	49,63	50,00	50,34
82731	63,00	66,53	66,91	72,61	72,91	72,44
94732	82,89	86,98	89,86	93,89	96,13	
107914	97,91	107,10	110,32	115,79		

Tabla 1. Aumento de temperaturas en el compresor.

Una vez calculados los incrementos de temperatura, se obtienen los diferentes cocientes $\Delta T_{012}/N^2$ para las distintas velocidades de giro y rendimiento de la turbina reflejados en la Tabla 2

$\Delta T_{012}/N^2$						
	64%	66%	68%	70%	72%	74%
45350	9,07264E-09	9,9075E-09	1,01497E-08	1,08873E-08	1,15724E-08	
68369	9,33334E-09	1,0012E-08	1,01262E-08	1,06182E-08	1,06967E-08	1,07695E-08
82731	9,20458E-09	9,7209E-09	9,77585E-09	1,06079E-08	1,06531E-08	1,05834E-08
94732	9,23686E-09	9,6917E-09	1,0013E-08	1,04623E-08	1,07123E-08	
107914	8,40725E-09	9,197E-09	9,47299E-09	9,94261E-09		
$\Delta T_{021}/N^2$	9,05093E-09	9,7059E-09	9,90753E-09	1,05037E-08	1,09086E-08	1,06764E-08

Tabla 2. Tabla de constantes $\Delta T_{012}/N^2$ por rendimientos.

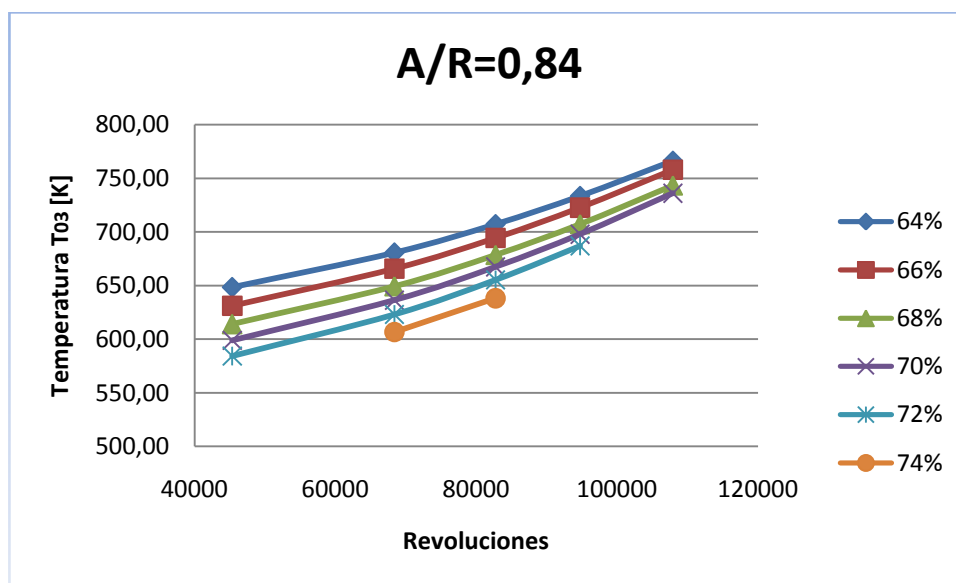
Como se puede observar el cociente buscado es prácticamente constante y con un valor medio aproximado de $1\text{E-}08$ para cada uno de los rendimientos así como para todo el conjunto de velocidades. De esta manera se puede hallar la temperatura T_{03} buscada mediante la ecuación 1.11 para las diferentes configuraciones dimensionales A/R de turbinas que se han contemplado en el Anexo I. Para ello se va a mantener la temperatura ambiente $T_{01} = 293\text{[K]}$.

A continuación se presentan las tablas 3, 4 y 5 y las gráficas 1, 2 y 3 donde se recogen las temperaturas halladas de automantenimiento para diferentes puntos del compresor. En la configuración $A/R=0,84$ el rendimiento de la turbina ha sido tomado constante mientras que para las otras dos configuraciones el rendimiento de esta cambia en función de la expansión en la turbina. Esto se debe a que si se observan las curvas características de la turbina, Anexo I, se ve que para configuración citada el rendimiento es prácticamente constante conforme el aumento de presión crece.

$$A/R=0,84$$

T_{03} [K]						
N	64%	66%	68%	70%	72%	74%
45350	648,20	631,16	613,96	598,88	584,19	
68369	680,43	665,73	649,24	636,28	623,04	606,60
82731	707,16	694,38	678,49	667,30	655,25	638,12
94732	733,38	722,51	707,20	697,73	686,86	
107914	766,28	757,78	743,21	735,91		

Tabla 3. Temperatura de automantenimiento para $A/R=0,84$. Método 1



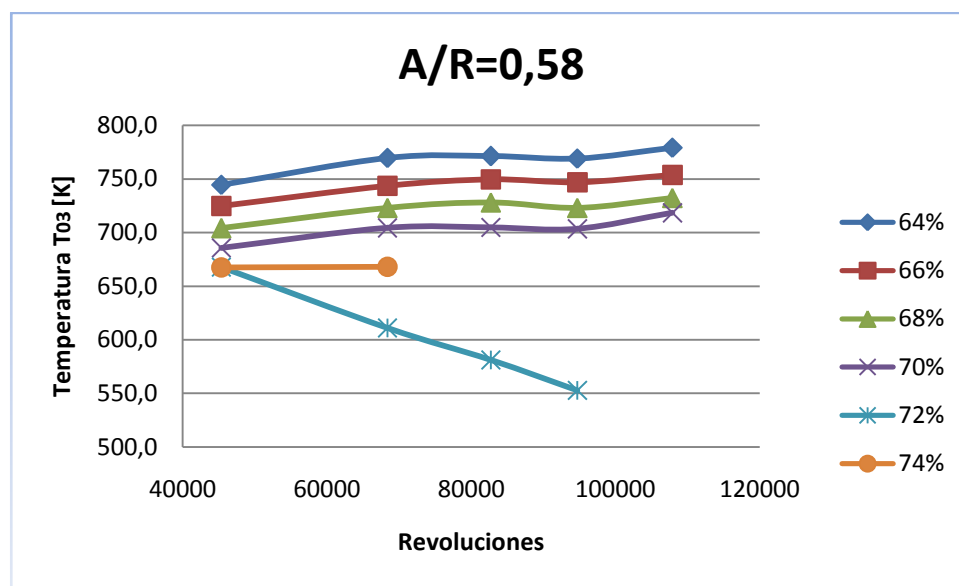
Gráfica 1. Temperatura de equilibrio para $A/R=0,84$. Método 1

Las temperaturas obtenidas para la configuración $A/R= 0,84$ oscilan entre los 590 [K] para los mayores rendimientos del compresor y 766 [K] para los menores, resultados coherentes puesto que cuanto mayor sea el rendimiento de uno de los componentes menor debería ser la energía aportada al sistema. Además se observa que a medida que se aumentan las revoluciones de la turbina la temperatura de la cámara ha de ser mayor. También se ve que el aumento de la temperatura es prácticamente constante para cada uno de los rendimientos estudiados sin ningún comportamiento extraño a destacar.

$$A/R=0,58$$

T_{03} [K]												
N	η_T	64%	η_T	66%	η_T	68%	η_T	70%	η_T	72%	η_T	74%
45350	0,64	744,4	0,64	724,8	0,64	704,0	0,64	685,6	0,64	667,8		
68369	0,65	769,4	0,66	743,6	0,66	723,0	0,66	704,3	0,67	611,0	0,67	667,4
82731	0,67	771,2	0,68	749,4	0,69	728,0	0,69	704,7	0,7	581,3	0,70	668,1
94732	0,70	769,0	0,71	746,9	0,72	722,9	0,73	703,5	0,74	552,9		
107914	0,72	779,0	0,74	753,7	0,75	732,3	0,75	718,3				

Tabla 4. Temperatura de automantenimiento para $A/R=0,58$. Método 1



Gráfica 2. Temperatura de equilibrio para $A/R=0,58$. Método 1

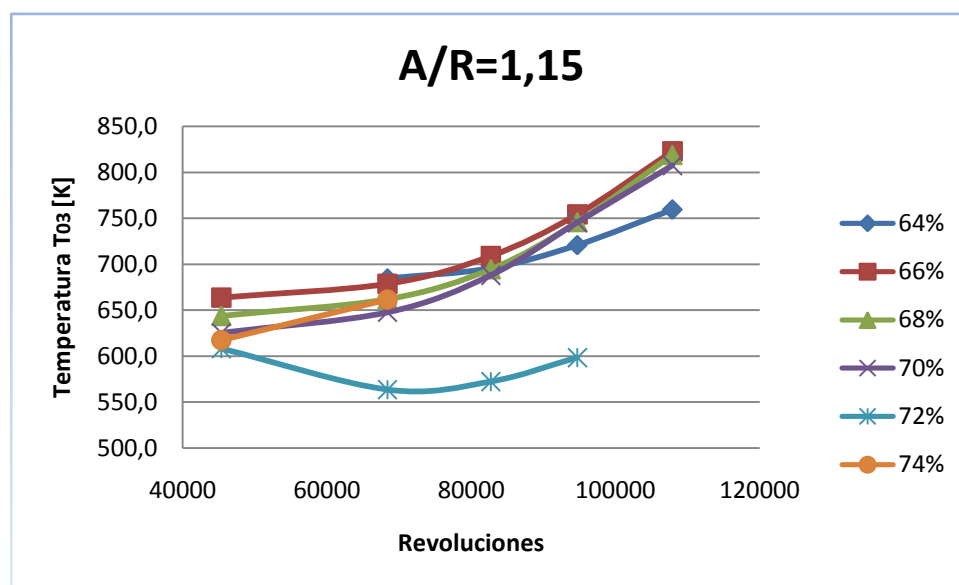
Las temperaturas obtenidas para la configuración $A/R=0,58$ oscilan entre los 552 [K] para los mayores rendimientos del compresor y 779 [K] para los menores. Hay que resaltar que existe una tendencia anómala a lo esperado para el rendimiento del 72% puesto que la temperatura mostrada disminuye conforme aumenta la velocidad de rotación de la turbina siendo que cabría encontrarse un comportamiento inverso.

Dejando de lado estos datos hallados para el rendimiento del 72%, si que se puede ver que las temperaturas obtenidas para esta configuración son sensiblemente superiores a la $A/R=0,84$. También, a excepción del rendimiento citado, las temperaturas siguen un comportamiento homogéneo para los distintos rendimientos.

$$A/R=1,15$$

T_{03} [K]												
N	η_T	64%	η_T	66%	η_T	68%	η_T	70%	η_T	72%	η_T	74%
45350	0,70	684,5	0,70	663,7	0,70	643,7	0,70	625,2	0,71	608,2		
68369	0,72	695,6	0,72	678,7	0,72	661,8	0,72	647,7	0,72	563,6	0,72	617,5
82731	0,72	720,9	0,72	708,8	0,72	694,6	0,71	687,9	0,71	572,4	0,71	661,5
94732	0,71	759,2	0,70	754,3	0,70	745,8	0,69	745,4	0,68	598,4		
107914	0,69	811,5	0,68	822,7	0,67	819,0	0,67	807,3				

Tabla 5. Temperatura de automantenimiento para $A/R=1,15$. Método 1



Gráfica 3. Temperatura de equilibrio para $A/R=1,15$. Método 1

Las temperaturas obtenidas para la configuración $A/R=1,15$ oscilan entre los 564 [K] para los mayores rendimientos del compresor y 811 [K] para los menores. Como en el caso anterior se puede observar un comportamiento anómalo para el rendimiento del 72%, el cual disminuye para luego aumentar conforme aumentan las revoluciones de la turbina.

Observando la gráfica 3, se observa un comportamiento no homogéneo en la tendencia de las líneas que marcan las temperaturas de automantenimiento para los distintos rendimientos

Conclusiones

A raíz de los resultados obtenidos anteriormente para diferentes configuraciones dimensionales de la turbina se puede ver que conforme aumenta la velocidad de giro de la turbina, la temperatura T_{03} de la cámara de combustión va siendo mayor. Esta evolución de la temperatura en función de la revoluciones se debe a la fórmula 1.11 donde la temperatura está en función de la velocidad de giro de la turbina suponiendo el resto de parámetros constante para cada uno de los casos estudiados.

Cabe destacar que no ocurre lo mismo si se aumenta el rendimiento de la turbina, ya que sería lógico pensar que conforme este rendimiento creciese, la temperatura a alcanzar por la cámara de combustión tendría que ser menor, sin embargo se mantiene esa tendencia creciente aunque no tan marcada de aumento de la temperatura con las revoluciones.

Por otro lado si se comparan las distintas configuraciones dimensionales de la turbina, la que mejores resultados muestra es la configuración $A/R=0,84$, no tanto por las menores temperaturas T_{03} que se deben conseguir si no por la uniformidad de los resultados obtenidos. Así pues para esta configuración las temperaturas siguen una tendencia clara de aumento conforme las revoluciones de la máquina son más elevadas, pudiéndose concluir que esta sería la configuración idónea para conseguir las condiciones de automantenimiento.

En líneas generales las temperaturas obtenidas por este método son a priori relativamente bajas. Esto puede ser debido a que no se tienen en cuenta diversas consideraciones tales como compatibilidad de giro de la turbina y compresor así como la compatibilidad de gastos máxicos.

3. MÉTODO ITERATIVO

El método expuesto a continuación se ha extraído de la referencia [3], en el cual se expone al lector un método iterativo en el que se tienen en cuenta diversas consideraciones que a diferencia del anterior sólo tenía en cuenta la compatibilidad de trabajo entre turbina y compresor. En el siguiente método se tienen presente la compatibilidad de giro y de gasto másico que se tienen tanto en la turbina como en el compresor. Para la aplicación de las compatibilidades anteriores se debe hacer un estudio previo de cómo se trabaja con este tipo de máquinas y cuáles son los parámetros que las gobiernan. En este caso se deben analizar las curvas características de la turbina y del compresor, de donde se podrán obtener los gastos másicos, las relaciones de compresión y expansión y las velocidades de giro de ambos. También se debe tener en cuenta los números adimensionales propios de las turbomáquinas, esenciales para su estudio. En el Anexo I se describe una introducción a estos números adimensionales así como a las curvas características.

Se considerará la turbina de gas de un solo eje ideal como la mostrada en la Figura 1 por lo que se despreciarán las pérdidas de carga tanto en la admisión como en el escape. Por ello la relación de expansión en la turbina será considerada la misma que la que realice el compresor más la pérdida de carga en la cámara de combustión, que se considerará nula. El gasto másico de la turbina será el mismo que el dado por el compresor añadiendo la pequeña cantidad de combustible en la cámara de combustión que se podrá suponer despreciable frente al total del caudal másico.

Así como en el método anterior sólo se tenía en cuenta la igualación de los trabajos entre compresor y turbina, ahora se deben cumplir las siguientes condiciones. Compatibilidad de las velocidades de giro y del gasto másico en ambas partes, es decir, que tanto la turbina como el compresor giren a las mismas revoluciones por unidad de tiempo y el gasto másico sea igual en ambas. Por último se deberá confirmar la igualdad de trabajos.

El método iterativo a seguir será el siguiente:

- Primeramente se selecciona una velocidad constante de la curva característica del compresor tomándose un punto cualquiera de la misma. Con ello se fijan los valores de gasto másico adimensional $m\sqrt{T_{01}}/P_{01}$, relación de compresión P_{02}/P_{01} , rendimiento del compresor η_c y velocidad de giro adimensional $N/\sqrt{T_{01}}$.
- Elegido el punto de funcionamiento del compresor, el punto homólogo de la turbina se obtiene por la compatibilidad de los gastos y las velocidades de giro haciendo una suposición previa de la expansión en la turbina P_{03}/P_{04} .
- Una vez acopladas las características del compresor y la turbina se debe comprobar si el trabajo obtenido de la turbina es como mínimo el requerido por el compresor para ese punto de funcionamiento. Si no se cumpliera la condición anterior, se debe suponer otro valor de expansión P_{03}/P_{04} y volver a repetir el método.

Las ecuaciones que se van a expresar a continuación, son expresiones que provienen de igualar las condiciones iniciales que tiene en cuenta este método. A su vez han sido modificadas convenientemente para poder aplicar las compatibilidades de los componentes, turbina y compresor, de esta forma se puede trabajar con los números adimensionales propios de las turbomáquinas que se dan en las curvas características.

Una idea base que hay que tener en cuenta para poder aplicar el método descrito debido a que es una de las consideraciones principales que se contemplan en el, es que las velocidades de giro del compresor y de la turbina sean iguales, puesto que giran en un eje común. Para ello la compatibilidad de giro se tienen en cuenta con la siguiente ecuación 2.1:

$$\frac{N}{\sqrt{T_{01}}} = \frac{N}{\sqrt{T_{03}}} \frac{\sqrt{T_{01}}}{\sqrt{T_{03}}} \quad (2.1)$$

Del mismo modo se entiende que a excepción del pequeño gasto en combustible en la cámara de combustión, la cantidad de fluido que pase por el compresor tendrá que pasar por la turbina resultando:

$$\frac{m_3 \sqrt{T_{03}}}{P_{03}} = \frac{m_1 \sqrt{T_{01}}}{P_{01}} \frac{P_{01}}{P_{02}} \frac{P_{02}}{P_{03}} \frac{\sqrt{T_{03}}}{\sqrt{T_{01}}} \frac{m_3}{m_1}$$

La caída de presiones en la cámara de combustión P_{03}/P_{02} se supondrá de valor unidad puesto que es despreciable frente al resto de presiones. Debido a que los caudales del compresor y turbina deben ser iguales se tomará $m = m_1 = m_3$, pudiendo en cualquier caso tomarlos diferentes. Con estas dos consideraciones se llega a la ecuación 2.2:

$$\frac{m \sqrt{T_{03}}}{P_{03}} = \frac{m \sqrt{T_{01}}}{P_{01}} \frac{P_{01}}{P_{02}} \frac{P_{02}}{P_{03}} \frac{\sqrt{T_{03}}}{\sqrt{T_{01}}} \quad (2.2)$$

Conocido el rendimiento de la turbina gracias a las curvas características de estas se podrá hallar el salto de temperatura que se tendrá en la expansión:

$$\Delta T_{034} = \eta_T T_{03} \left[1 - \left(\frac{1}{P_{03}/P_{04}} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} \right] \quad (2.3)$$

De forma análoga, el incremento de temperatura en el compresor se tendrá a partir de:

$$\Delta T_{012} = \frac{T_{01}}{\eta_c} \left[\left(\frac{P_{02}}{P_{01}} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} - 1 \right] \quad (2.4)$$

Una vez se calculen los saltos de temperatura para las etapas de compresión y expansión de la turbina, se podrá calcular ahora la potencia neta en el punto de funcionamiento según la siguiente ecuación 2.5:

$$potencia\ neta = mc_{pg} \Delta T_{034} - \frac{1}{\eta_m} mc_{pa} \Delta T_{012} \quad (2.5)$$

Donde η_m es el rendimiento mecánico global del turbocompresor y c_{pa} y c_{pg} son los valores de los calores específicos del aire y de los gases de combustión respectivamente.

Para dar con las condiciones de automantenimiento habrá que igualar los trabajos del compresor y de la turbina, así pues quedaría la siguiente expresión:

$$\eta_m c_{pg} \Delta T_{034} = c_{pa} \Delta T_{012}$$

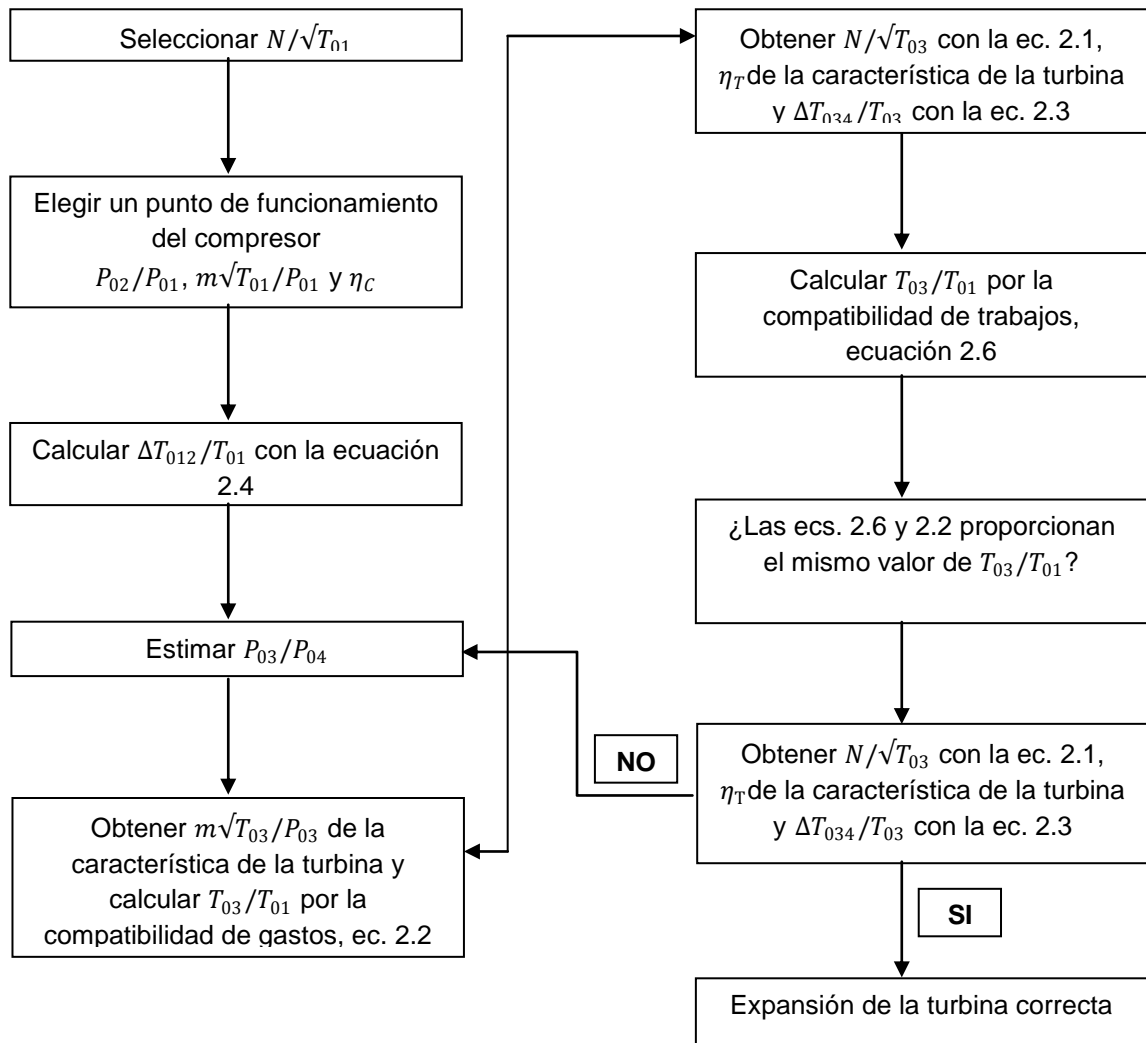
Adimensionalizando la ecuación anterior se tiene:

$$\frac{\Delta T_{034}}{T_{03}} = \frac{\Delta T_{012}}{T_{01}} \frac{T_{01}}{T_{03}} \frac{c_{pa}}{c_{pg} \eta_m} \quad (2.6)$$

Una vez conseguidas todas las ecuaciones necesarias para poder trabajar con los números adimensionales, se describe a continuación con más detalle los pasos de un método iterativo a seguir para dar con la temperatura necesaria para el automantenimiento.

- i. Se debe escoger un punto de la curva característica del compresor. Con ello se escogerán valores fijos de $N/\sqrt{T_{01}}$, P_{02}/P_{01} , $m\sqrt{T_{01}}/P_{01}$ y η_c , pudiendo calcular conocidos estos valores el salto de temperatura en el compresor $\Delta T_{012}/T_{01}$ mediante la ecuación 2.4.
- ii. Se debe estimar un valor de expansión P_{03}/P_{04} , con ello y a partir de las curvas características de la turbina se podrá obtener el valor $m\sqrt{T_{03}}/P_{03}$. Una vez conseguido este valor, se podrá calcular el cociente T_{03}/T_{01} , primer valor estimado de la temperatura T_{03} buscada. A partir de este también se debe calcular $N/\sqrt{T_{03}}$.
- iii. Conociendo $N/\sqrt{T_{03}}$ y la estimación de P_{03}/P_{04} , se podrá obtener el rendimiento de la turbina a partir de las curvas características de esta.
- iv. Se tiene que calcular el valor $\Delta T_{034}/T_{03}$ a partir de la ecuación 2.3 y mediante la ecuación (8.6) hallar un nuevo valor de T_{03}/T_{01} .
- v. Este último valor hallado no coincidirá, en general, con el primer valor obtenido de la ecuación (8.2). Esto significa que el valor estimado de la expansión de la turbina no es válido para el punto de funcionamiento en equilibrio.
- vi. Se debe estimar un nuevo valor de P_{03}/P_{04} y repetir los pasos anteriores hasta conseguir el mismo valor de T_{03}/T_{01} desde las ecuaciones 2.6 y 2.2. Una vez llegado a un acuerdo entre los dos valores, significará que el punto de funcionamiento de la turbina es compatible con el punto de funcionamiento del compresor.

Los puntos anteriores a seguir se recogen en el siguiente diagrama de flujo:



Procedimiento y resultados

Así pues el camino a seguir para conseguir la temperatura T_{03} buscada es el descrito anteriormente, un proceso iterativo en el que una vez coincidan las suposiciones iniciales es posible coger la temperatura que las haga cumplir como temperatura correcta para el automantenimiento. Al trabajar con las curvas características de un turbocompresor en particular se debe tener en cuenta las correcciones que hace el fabricante sobre los grupos adimensionales que muestran las curvas puesto que éstas afectarán a la hora de aplicar el método explicado ya que la temperatura y presión de referencia que tienen las curvas del compresor y de la turbina no son las mismas, con lo que se deben corregir los números adimensionales antes de emplearlos en las ecuaciones 2.1 y 2.2 con el fin de no introducir errores en los cálculos.

$$\frac{N_1}{\sqrt{T_{01}/545}} = \frac{N_3}{\sqrt{T_{03}/519}} \sqrt{\frac{519}{545}} \sqrt{\frac{T_{01}}{T_{03}}} \quad (2.1)$$

$$\frac{m\sqrt{T_{03}/519}}{P_{03}/29,92} = \frac{m\sqrt{T_{01}/545}}{P_{01}/28,4} \frac{P_{01}/28,4}{P_{03}/29,92} \frac{\sqrt{T_{03}/519}}{\sqrt{T_{01}/545}} \quad (2.2)$$

Una vez realizadas las correcciones oportunas de las ecuaciones 2.1 y 2.2, estas pueden ser usadas en el método para aplicarlas en cada punto escogido de las curvas del compresor. Para cada uno de ellos se conseguirá una temperatura diferente de automantenimiento así como para cada tipo de configuración dimensional de la turbina. A continuación, se muestra como se llegaría a dar con esta temperatura para un punto cualquiera de las curvas del compresor, en este caso el punto escogido se muestra en la figura 3. El desarrollo a seguir para el punto escogido sería el siguiente:

- i. Se escoge un punto del compresor, por ejemplo el marcado en la figura 3 del cual se pueden extraer la presión, caudal, rendimiento y revoluciones del compresor. Es decir:

$$\frac{N}{\sqrt{T_{01}/545}} = 69500; \quad \frac{P_{02}}{P_{01}} = 1,5; \quad \frac{m\sqrt{\frac{T_{01}}{545}}}{\frac{P_{01}}{28,9}} = 20,5 \rightarrow \frac{m\sqrt{T_{01}}}{P_{01}} = 16,85; \quad \eta_c = 0,72$$

A partir de los datos anteriores se halla el aumento de temperatura que se dará en el compresor a partir de la fórmula 2.4. Para ello se ha tomado como temperatura de referencia $T_{01} = 293[K]$ y un cociente de calores específicos para el aire de $\gamma_{aire} = 1,40114$

$$\Delta T_{012} = \frac{T_{01}}{\eta_c} \left[\left(\frac{P_{02}}{P_{01}} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} - 1 \right] = 50,09[K] \rightarrow \frac{\Delta T_{012}}{T_{01}} = 0,171$$

- ii. Se estima una expansión en la turbina, en este caso para la configuración dimensional $A/R=0,84$, y con ello se podrá sacar de la curva característica de la turbina el caudal másico adimensional, que aplicándolo a la fórmula 2.2 se obtendrá el cociente T_{03}/T_{01} .

Estimando una expansión en la turbina $P_{03}/P_{04} = 1,2$ se extrae el gasto adimensional

$$\frac{m\sqrt{\frac{T_{03}}{519}}}{\frac{P_{03}}{29,92}} = 16,25 \rightarrow \frac{m\sqrt{T_{03}}}{p_{03}} = 12,37$$

Ahora se puede aplicar directamente la fórmula 2.2 con los datos anteriores para poder conseguir una primera aproximación de $\sqrt{T_{03}/T_{01}}$ y con ellos la temperatura T_{03} , que en este caso da como resultado:

$$\sqrt{\frac{T_{03}}{T_{01}}} = 0,881 \rightarrow T_{03} = 227,43 [K]$$

- iii. También se obtiene la velocidad de giro de la turbina y el rendimiento de esta a partir de la expansión supuesta en la turbina, que en este ejemplo se tomará constante debido a su curva característica con un valor $\eta_T = 0,735$.
- iv. Con el valor estimado de expansión en la turbina se calcula el salto de temperatura que tiene lugar con la ecuación 2.3 y a partir de la ecuación de compatibilidad de los trabajos de turbina y compresor 2.6 se obtiene un nuevo valor de T_{03}/T_{01} . El cociente de calores específicos que se ha usado para los gases es $\gamma_{gases} = 1,33068$

$$\frac{\Delta T_{034}}{T_{03}} = \eta_T \left[1 - \left(\frac{1}{P_{03}/P_{04}} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} \right] = 0,0325$$

Se calcula así pues un nuevo cociente T_{03}/T_{01} para comprobar que el trabajo producido por la turbina es el suficiente para el compresor a partir de la ecuación 2.6. Para el siguiente cálculo se han usado unos calores específicos para el aire y los gases de combustión con los valores siguientes: $C_{p,aire} = 1,0024 [kJ/kg - K]$ y $C_{p,gases} = 1,1838 [kJ/kg - K]$. El rendimiento mecánico de la turbina de gas se ha estimado en $\eta_m = 0,98$.

$$\frac{\Delta T_{034}}{T_{03}} = \frac{\Delta T_{012}}{T_{01}} \frac{T_{01}}{T_{03}} \frac{c_{pa}}{c_{pg}\eta_m} \rightarrow \frac{T_{03}}{T_{01}} = 4,54 \rightarrow T_{03} = 1332 [K]$$

- v. Como se puede observar las temperaturas halladas no coinciden, esto quiere decir que el punto escogido de la expansión de la turbina no es el adecuado para el funcionamiento en equilibrio. Por ello habrá que hacer una nueva estimación de P_{03}/P_{04} y calcular de nuevo las temperaturas hasta que estas sean prácticamente iguales.
- vi. En el ejemplo, directamente se pasa a reflejar el punto de equilibrio que se ha encontrado de la turbina para ver como con la temperatura hallada coinciden los gastos másicos y las revoluciones de giro con unas pequeñas diferencias. Estas tolerancias

son debidas a que los cálculos no se han realizado con infinitos puntos en un programa matemático sino con puntos limitados como se muestra en el Anexo I.

La relación de expansión donde la diferencia de temperatura halladas por ambos caminos es mínima se da para $P_{03}/P_{04} = 1,46$. Para esta expansión en la turbina, la temperatura de automantenimiento debe ser $T_{03} = 658 [K]$.

La comprobación de que el gasto adimensional tanto en la turbina como en el compresor es el mismo se puede realizar sustituyendo directamente en los números adimensionales de gasto másico la temperatura y presión que se han calculado para el funcionamiento en equilibrio, de forma que:

$$\frac{m_1 \sqrt{T_{01}}}{P_{01}} = 16,85 \rightarrow m_1 = 16,85 \frac{14,5}{\sqrt{293 \cdot 1,8}} = 10,63$$

$$\frac{m_3 \sqrt{T_{03}}}{P_{03}} = 17,34 \rightarrow m_3 = 17,34 \frac{14,5 \cdot 1,46}{\sqrt{658 \cdot 1,8}} = 10,66$$

Con el cálculo de m_1 y m_3 se observa que ambos caudales son prácticamente iguales, con lo que se puede concluir que el gato másico del compresor es el mismo que el de la turbina. Del mismo modo se comprueba que ambas partes de la turbina giran a las mismas revoluciones por minuto:

$$\frac{N_1}{\sqrt{\frac{T_{01}}{545}}} = 69500 \rightarrow N_1 = 69500 \sqrt{293 \cdot \frac{1,8}{545}} = 68368,6 [r.p.m.]$$

$$\frac{N_1}{\sqrt{T_{01}/545}} = \frac{N_3}{\sqrt{T_{03}/519}} \sqrt{\frac{519}{545}} \sqrt{\frac{T_{01}}{T_{03}}} \rightarrow N_3 = 68495 [r.p.m.]$$

De esta forma queda demostrado que se cumplen las dos condiciones iniciales de partida, consiguiendo así las condiciones de automantenimiento buscadas alcanzándose para una temperatura $T_{03} = 658[K]$ de la cámara de combustión.

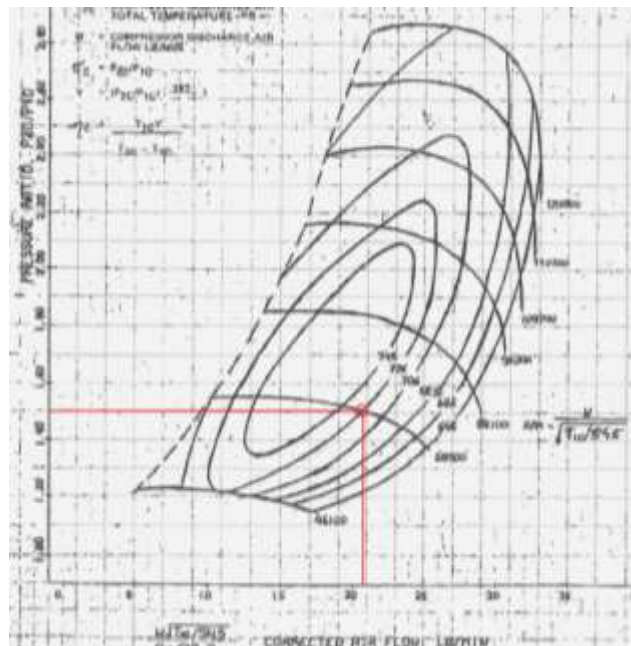


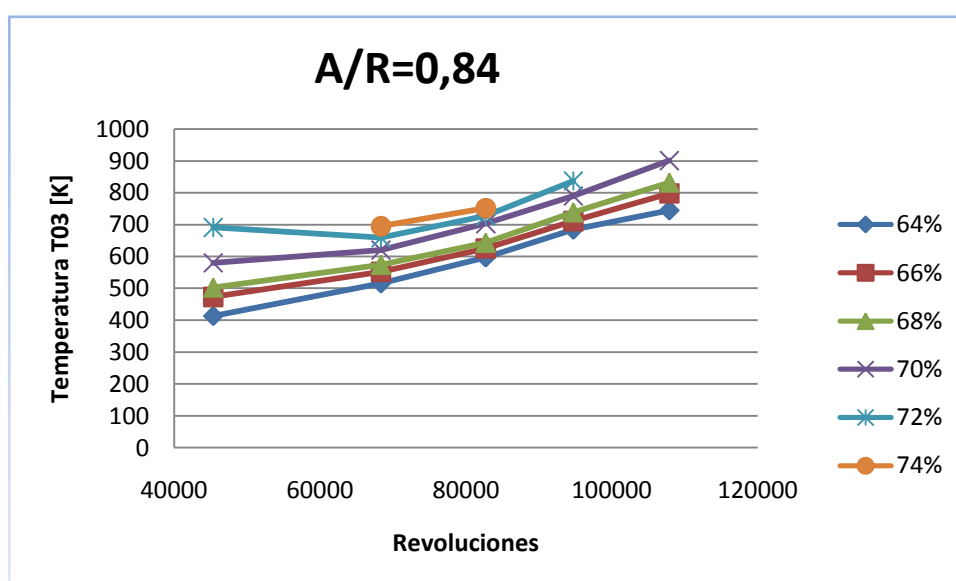
Figura 3. Curva del compresor-Punto del ejemplo

Del mismo modo que se ha conseguido la temperatura T_{03} para el punto del ejemplo, se puede sacar dicha temperatura para cada uno de los puntos seleccionados de la curva característica del compresor. Las temperaturas citadas se recogen en las tablas 6, 7 y 8 y gráficas 4, 5 y 6 que se muestran a continuación, además como con el método anterior se han contemplado tres configuraciones dimensionales de la turbina diferentes. Todos los cálculos de temperatura han sido realizados con el programa Microsoft Excel.

$$A/R=0,84$$

T_{03} [K]						
N	64%	66%	68%	70%	72%	74%
45350	413	473	503	580	691	
68369	516	552	574	620	659	695
82731	597	625	643	703	727	752
94732	684	711	739	790	837	
107914	745	798	832	901		

Tabla 6. Temperatura de automantenimiento para $A/R=0,84$. Método 2



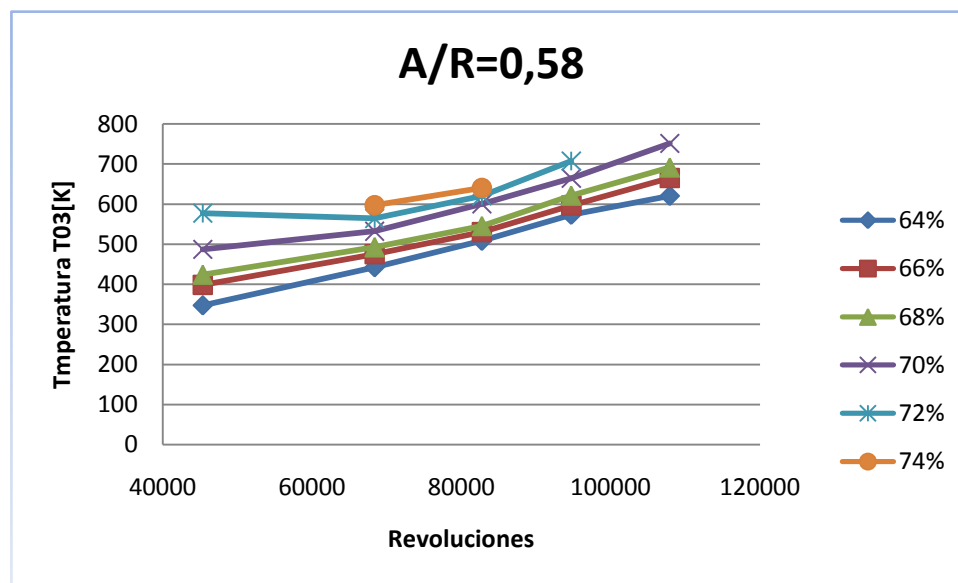
Gráfica 4. Temperatura de equilibrio para $A/R=0,84$. Método 2

Las temperaturas conseguidas para el automantenimiento de la turbina se dan desde los 413 [K] y los 900 [K]. Como se ve en la gráfica 4, el aumento de la temperatura de automantenimiento crece conforme las revoluciones de giro de la turbina son mayores, lo cual coincide con lo esperado. Además todas las líneas de rendimientos siguen un comportamiento similar.

$$A/R=0,58$$

T_{03} [K]						
N	64%	66%	68%	70%	72%	74%
45350	347	398	424	487	577	
68369	442	475	492	532	564	597
82731	508	530	545	600	620	640
94732	573	596	621	664	707	
107914	620	665	691	751		

Tabla 7. Temperatura de automantenimiento para $A/R=0,58$. Método 2



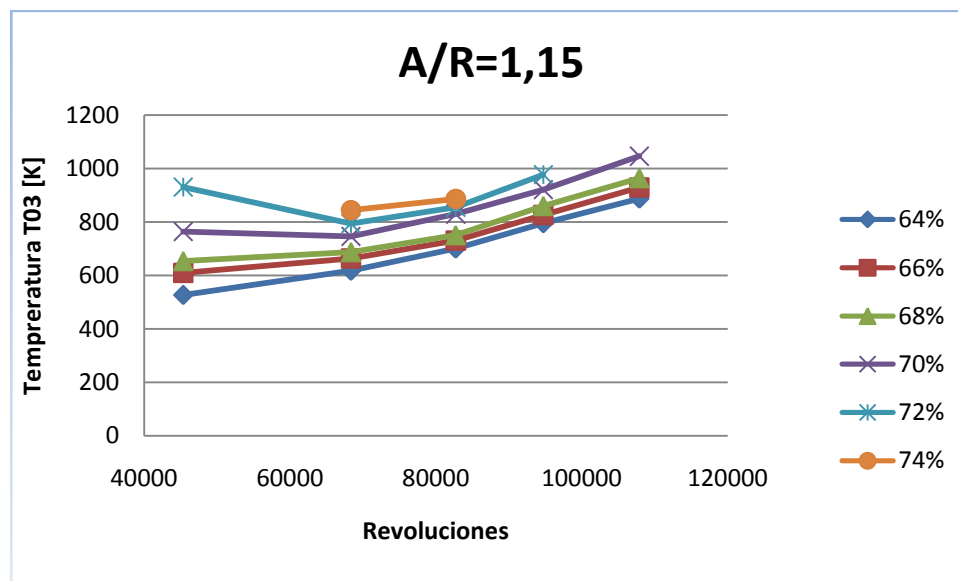
Gráfica 5. Temperatura de equilibrio para $A/R=0,58$. Método 2

Las temperaturas conseguidas para el automantenimiento de la turbina se dan desde los 347 [K] y los 751 [K]. Como se ve en la gráfica 5, el aumento de la temperatura de automantenimiento crece conforme las revoluciones de giro de la turbina son mayores, lo cual coincide con lo esperado. Además todas las líneas de rendimientos siguen un comportamiento similar.

$$A/R=1,15$$

T_{03} [K]						
N	64%	66%	68%	70%	72%	74%
45350	527	609	654	764	930	
68369	617	663	687	746	794	844
82731	700	730	751	829	855	886
94732	795	826	860	921	977	
107914	887	929	964	1046		

Tabla 8. Temperatura de automantenimiento para $A/R=1,15$. Método 2



Gráfica 6. Temperatura de equilibrio para $A/R=1,15$. Método 2

Las temperaturas conseguidas para el automantenimiento de la turbina se dan desde los 527 [K] y los 1046 [K]. Como se ve en la gráfica 6, el aumento de la temperatura de automantenimiento crece conforme las revoluciones de giro de la turbina son mayores, lo cual coincide con lo esperado. Además todas las líneas de rendimientos siguen un comportamiento similar

Conclusiones

Observando los resultados anteriores se puede decir que a pesar de las variaciones que presentan las diferentes configuraciones dimensionales de las turbinas, en los tres casos los resultados de las temperaturas de automantenimiento son muy similares. Tanto la tendencia de crecimiento de la temperatura con las revoluciones como la semejanza entre las líneas de rendimiento son muy parejos para los diferentes casos. Si que se diferencia en el rango de temperaturas T_{03} la configuración $A/R=1,15$, la cual da temperaturas algo más altas que el resto. Prácticamente para todas las configuraciones dimensionales se tiene una gráfica parecida cambiando la temperatura de automantenimiento.

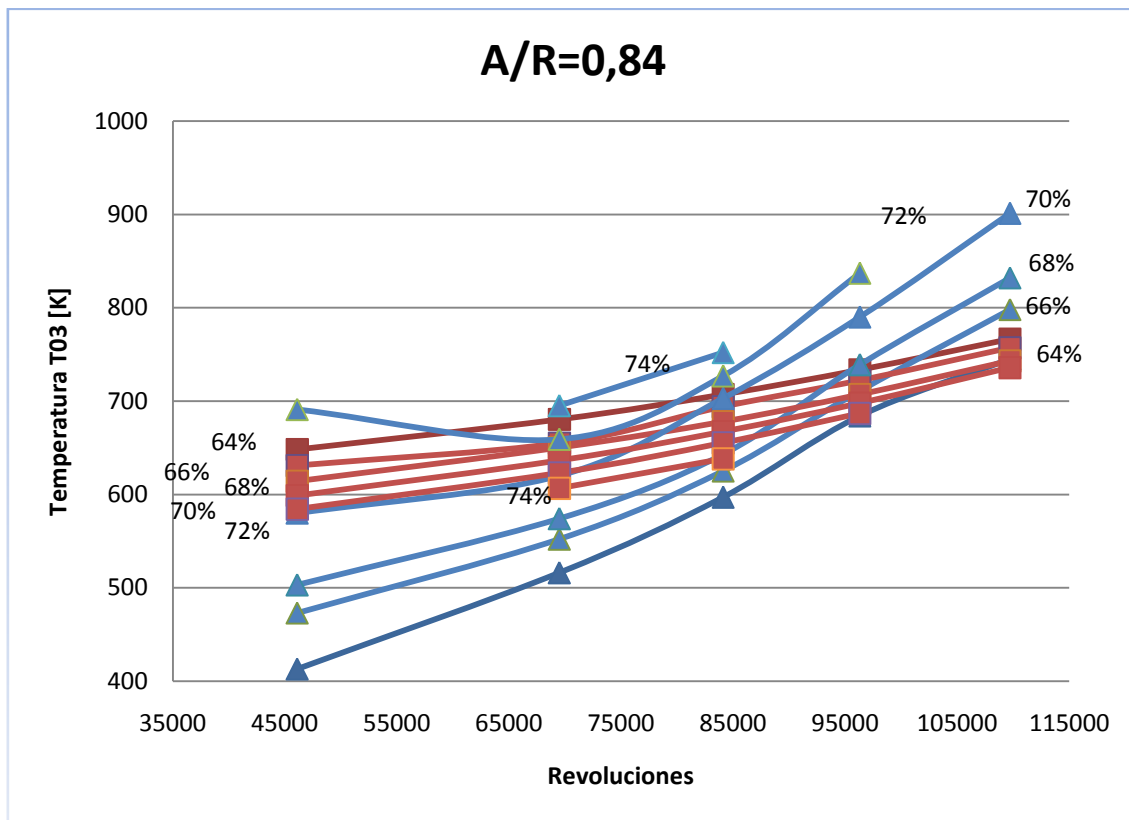
Destacar que en todos los casos, al contrario de lo que podría esperarse, al incrementar el rendimiento del compresor las temperaturas calculadas aumentan puesto que sería lógico pensar que para un mayor rendimiento del compresor las temperaturas fuesen menores cada vez.

A vista de los resultados se puede observar que al igual que en el método anterior, las temperaturas conseguidas son relativamente bajas respecto a lo esperado, esto puede ser debido a que en este método se contemplaban más aspectos que fuesen cruciales en el automantenimiento de la turbina.

4. COMPARATIVA DE MÉTODOS

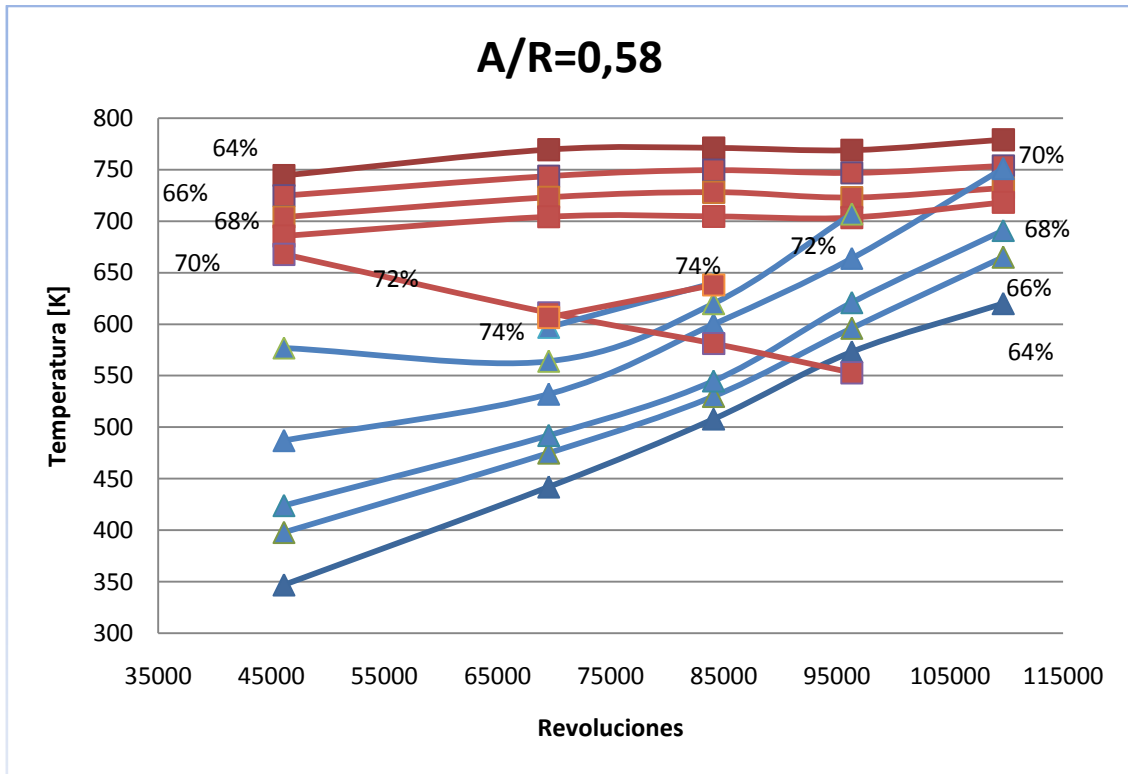
En el siguiente apartado se muestra una comparación entre el método directo y el método iterativo desarrollados en apartados anteriores. Además esta comparación se llevó a cabo para cada una de la configuraciones dimensionales estudiadas en el trabajo. Con ello se pretende mostrar la tendencia que tiene cada uno de los métodos así como si muestran comportamientos semejantes o contrarios.

A continuación se muestran las gráficas 7,8 y 9 para distintas A/R. La distinción entre los dos métodos se muestra en la siguiente leyenda



Gráfica 7. Comparativa para A/R=0,84

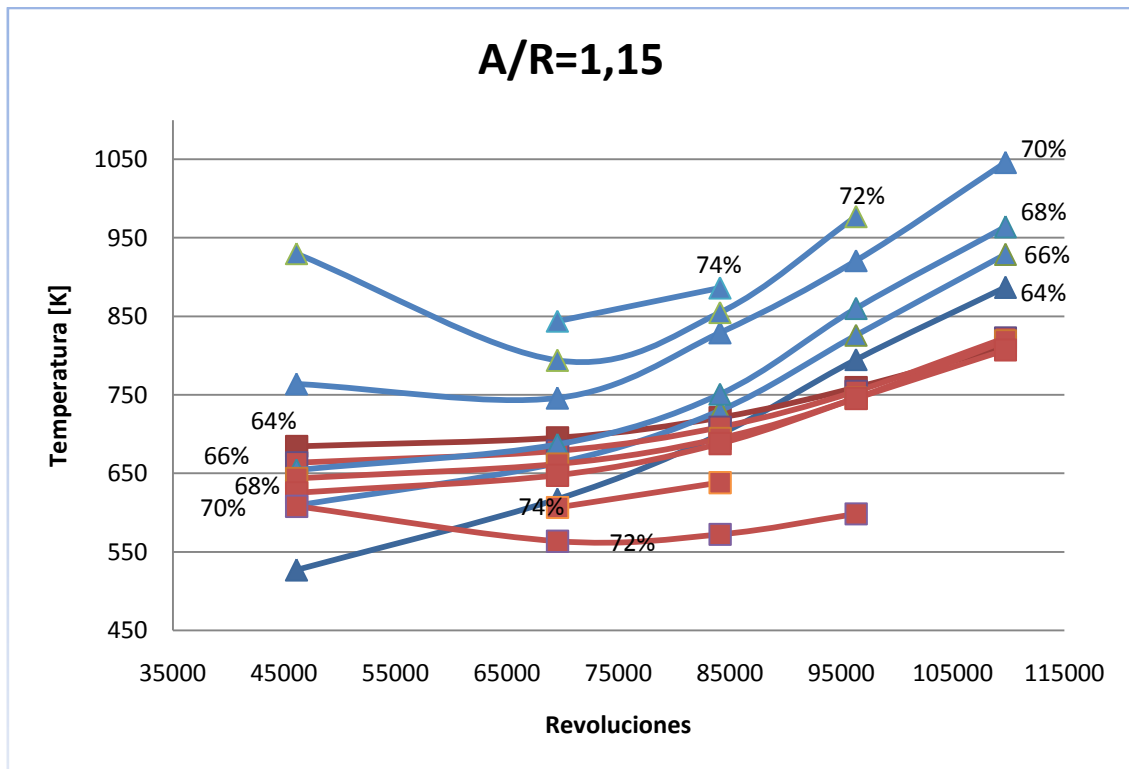
En la gráfica 7, se puede observar que para el método directo se obtienen un comportamiento uniforme para cada uno de los rendimientos estudiados, ya que la temperatura T_{03} de automantenimiento, aumenta de forma prácticamente lineal con el aumento de revoluciones de la turbina. Sin embargo, no ocurre lo mismo para el método iterativo en el que para los rendimientos más bajos del compresor sí que existe una tendencia creciente pero no lineal de T_{03} , y para rendimientos más altos se observa una bajada de T_{03} con el aumento de las revoluciones para luego volver a subir. Además los métodos tienen comportamientos opuestos en lo que se refiere al rendimiento del compresor.



Gráfica 8. Comparativa para A/R=0,58

En la gráfica 8, se ve que para el método iterativo el comportamiento es análogo al de la gráfica 7 anterior, variando ligeramente la pendiente de las líneas de rendimiento tanto para bajos como para altos valores de rendimiento. En el caso del método directo, se aprecia también una distinción entre altos y bajos valores de rendimiento. Para bajo valor de estos, la tendencia de T_{03} es prácticamente constante a lo largo del rango de revoluciones, variando muy poco el aumento de esta entre las menores y mayores revoluciones. Para altos valores, se presenta una tendencia contraria al resto en la cual decrece T_{03} conforme aumenta las revoluciones de la turbina.

Destacar que para esta configuración dimensional, los rangos de temperaturas para cada uno de los métodos se distancia. Resultando más altas temperaturas para el método directo y menores para el método iterativo.



Gráfica 9. Comparativa para A/R=1,15

En esta última configuración mostrada en la gráfica 9, se observa que el comportamiento mostrado por el método iterativo en las configuraciones anteriores se mantiene, incrementando la pendiente de las líneas de rendimiento a la vez que aumenta el rango de T_{03} para el automantenimiento. Por otro lado, para el método directo el comportamiento cambia, no siendo tan lineal como en otras configuraciones y mostrando temperaturas más bajas. Además se observa que la tendencia que mostraban las gráficas anteriores de que el método directo diese temperaturas T_{03} más altas que el método iterativo, cambia en esta última mostrando unos resultados contrarios.

Conclusiones

A la vista de los datos de las gráficas anteriores, se puede concluir que ambos métodos dan resultados diferentes para cada una de las configuraciones dimensionales, tanto en valores de la temperatura T_{03} de automantenimiento como en la tendencia de ésta respecto a las revoluciones de giro. Tras el análisis de estos resultados se ve que los métodos no coinciden en valores para un mismo punto de trabajo de la turbina, no mostrando un mismo resultado, lo cual podría ser lo esperado. Esto puede ser debido a que la forma de trabajo y las consideraciones que se toman en cada uno de ellos para dar con la temperatura T_{03} no son los mismos, de ahí que los resultados obtenidos sean tan diferentes unos de otros.

Con el fin de comprobar cuál de los métodos estudiados cumpliría el automantener la turbina, y ver cuál de ellos se acerca más a las temperatura de automantenimiento, se podrían realizar pruebas con la cámara de combustión encendida sobre la turbina de gas del laboratorio de motores.

5. PRUEBAS EN FRIO

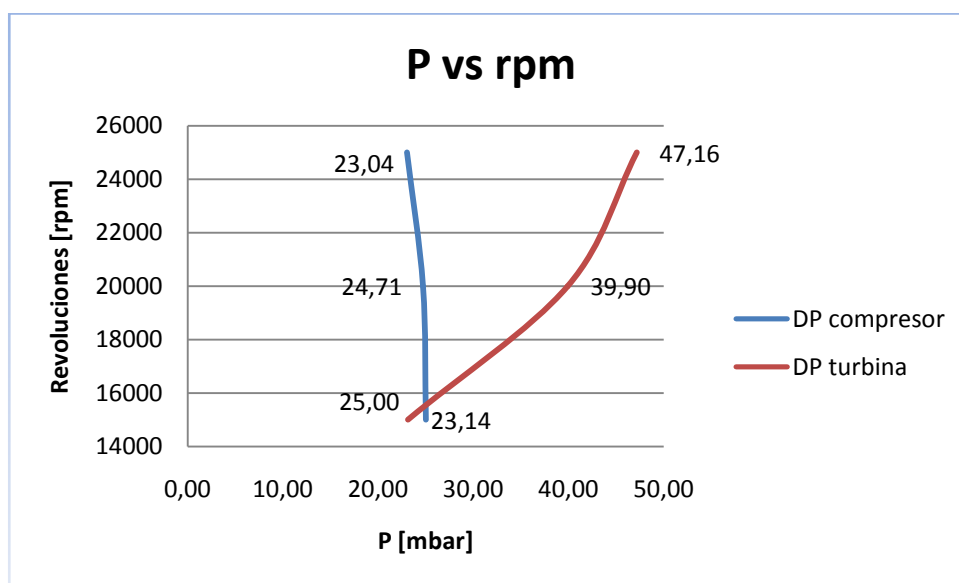
El siguiente apartado se plantea tras la realización de distintas pruebas sobre la turbina de gas que se estudia en este trabajo y los intentos fallidos de automantenimiento debido a problemas en la cámara de combustión. Por ese motivo se decidió efectuar diferentes pruebas con el fin de conocer mejor el comportamiento de la instalación y ver a qué rangos de presión y caudal trabaja.

Las siguientes medidas han sido obtenidas mediante pruebas realizadas en frío, es decir, sin encender la cámara de combustión de la instalación descrita en el Anexo II. El objetivo de estas pruebas ha sido comprobar si la instalación actual lograba dar las condiciones mínimas de los diferentes parámetros, principalmente presión y caudal, que se necesitarían para poder comprobar que los cálculos teóricos expuestos anteriormente cumplieran con las condiciones de automantenimiento. Estos valores mínimos son los marcados por las curvas características del compresor y turbina usados en el trabajo, por lo que es necesario comprobar si la instalación es capaz de dar esas condiciones.

Medidas de presión

Uno de los objetivos principales de las pruebas era comprobar que el compresor de la instalación pudiese dar el salto de presión mínimo que marca un correcto funcionamiento en las curvas características del compresor y así poder probar las temperaturas de automantenimiento conseguidas. Para ello y con ayuda del dispositivo de arranque se midió la compresión que era capaz de dar el compresor así como registrar las revoluciones a las que era capaz de girar la máquina.

La gráfica 7 detalla la compresión y expansión del compresor y de la turbina respectivamente en función de la velocidad de giro de la misma y para una relación de caudales entre primario y secundario de 15/85. Se muestran a continuación los resultados obtenidos en dichas pruebas:



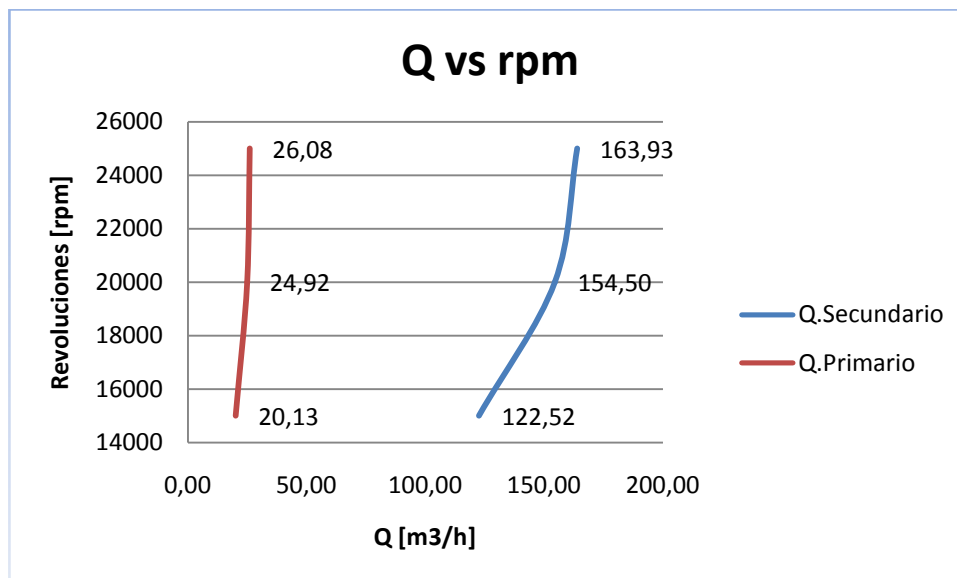
Gráfica 10. Pruebas de presión en frío

Se observa que la turbina no llega a girar a las revoluciones mínimas que marcan las curvas características del compresor, no pasando de las 25000 r.p.m. Este valor queda muy lejos del valor mínimo necesario para poder corroborar los cálculos, puesto que serían necesarias unas

45000 r.p.m. Además, pese a que el compresor sí que tiende a comprimir aunque sea a baja presión tampoco se dan los valores mínimos de compresión necesarios, mostrando una compresión constante a medida que las revoluciones aumentan. Esta tendencia puede ser debida a que el compresor está trabajando por debajo de las revoluciones mínimas que marca el fabricante, su punto de funcionamiento no es el adecuado y por lo tanto no llega a comprimir a los niveles requeridos. Pese a los resultados anteriores, en los cuales no se dan las condiciones requeridas, se puede confirmar que el compresor funciona correctamente en la instalación puesto que da un salto de presión acorde con las revoluciones de giro a las que esta funcionando.

Medidas de caudal

Con el fin de ver también entorno a que rangos de caudales podía trasegar la instalación, se tomaron medidas del caudal que podía circular por ella, para ello se utilizaron las toberas calibradas de las que consta la instalación. Decir que el circuito de aire de la instalación está dividido en dos, primario y secundario, como se explica en el Anexo II y que las medidas han sido tomadas inicialmente para una relación fija de caudales de 15/85. Los resultados obtenidos fueron los siguientes mostrados en la gráfica 8:



Gráfica 11. Caudal primario y secundario en función de las r.p.m.

De los resultados obtenidos se puede calcular el caudal total que es capaz de trasegar la máquina a las máximas revoluciones, es decir, el caudal máximo que se da cuando el dispositivo de arranque está al máximo. Este caudal máximo será la suma del caudal primario y del secundario, un total de 190 [m3/h]. Si se considera una densidad del aire a 25°C de 1,2 [kg/m3], el caudal expresado en unidades de caudal másico sería aproximadamente:

$$q_{inst} = (q_p + q_s) \rho = (26,08 + 163,93) \left[\frac{m^3}{h} \right] 1,2 \left[\frac{kg}{m^3} \right] \frac{1}{60} \left[\frac{h}{min} \right] = 3,8 \left[\frac{kg}{min} \right]$$

Teniendo en cuenta que el menor valor de caudal que acepta el compresor de la instalación para un correcto funcionamiento dictado por el fabricante es de 5 [lb/min]=2,27[kg/min], mostrado en la figura 4, sería razonable pensar que la instalación cumple con el caudal que

necesita para automantenerse. Sin embargo esto no es posible debido a que ese caudal en la instalación se está dando a unas 25000 r.p.m. del compresor, cuando en las curvas características del compresor este caudal de 5 [lb/min] se da a unas 45000r.p.m. Esta cantidad extra de caudal a dichas revoluciones puede deberse a que el arranque de la turbina se realiza con un ventilador externo que inyecta directamente aire al compresor con lo que no deja libertad al mismo de coger el aire adecuado para cada velocidad de giro.

Por otro lado esta comparación se hace para un valor mínimo de caudal del compresor reflejado en sus curvas características. Si comparamos el valor máximo de caudal que puede dar la instalación mediante el sistema de arranque con un valor de caudal de las características del compresor como por ejemplo 25 [lb/min] = 11,35 [kg/min], se ve claramente que son valores inalcanzables para la instalación.

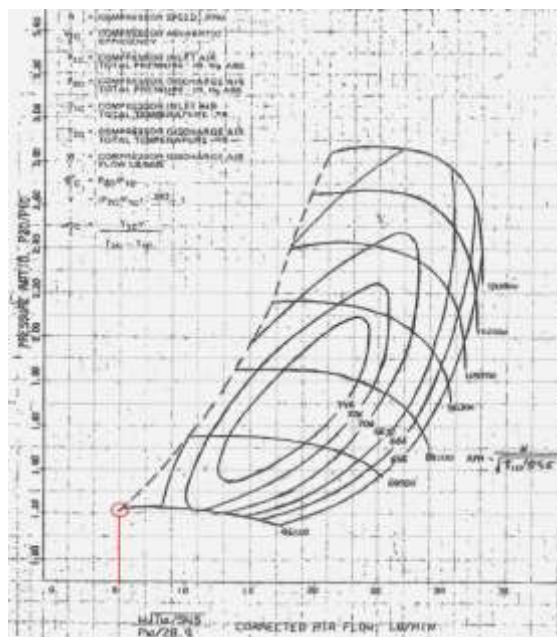
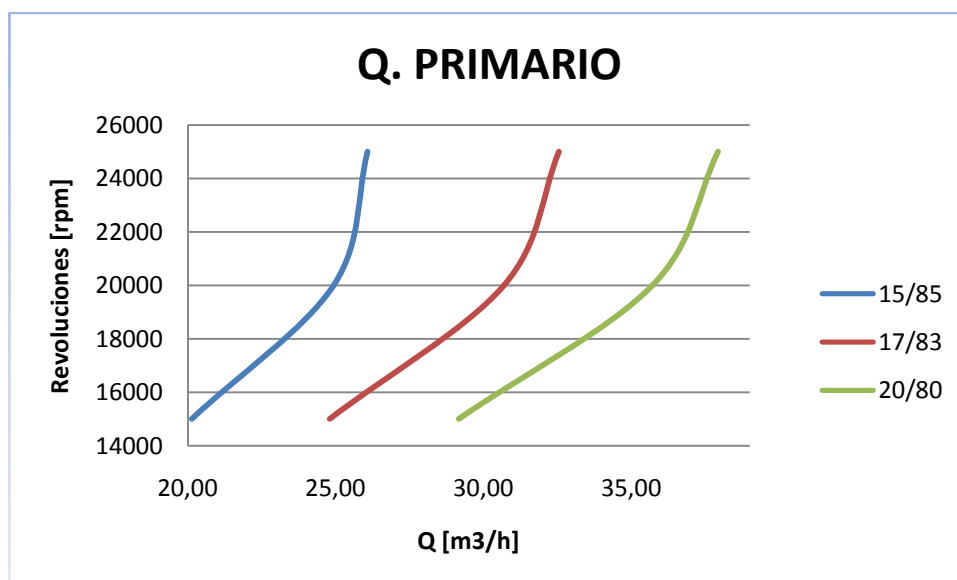
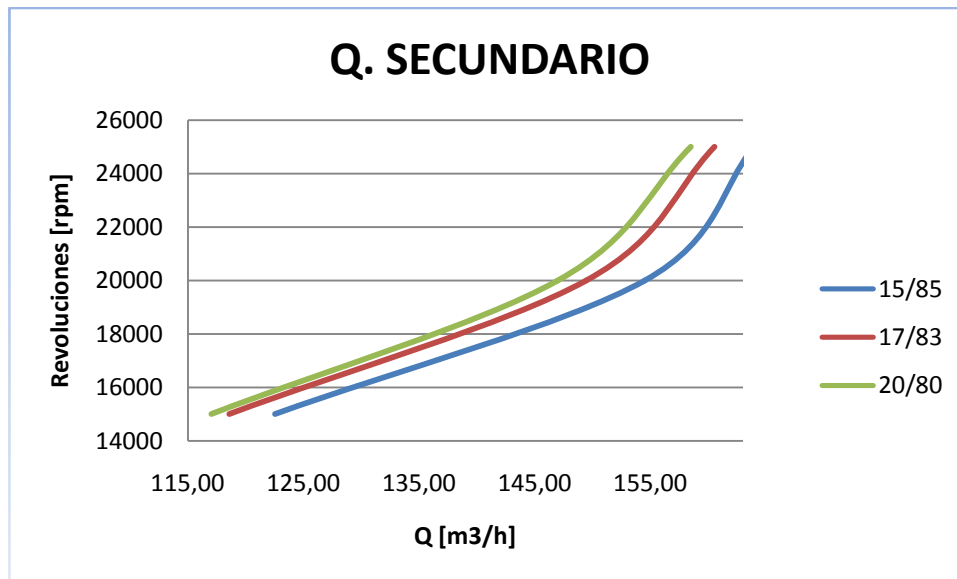


Figura 4. Punto de mínimo caudal

Con el fin de conocer un poco más en profundidad el comportamiento de la instalación y recoger algo más de información de esta, se han tomado diferentes medidas tanto de caudal como de presión en primario y secundario para diferentes relaciones de aire, siendo estas 15/85, 17/83 y 20/80. Estos datos se reflejan en las gráficas 9 y 10:



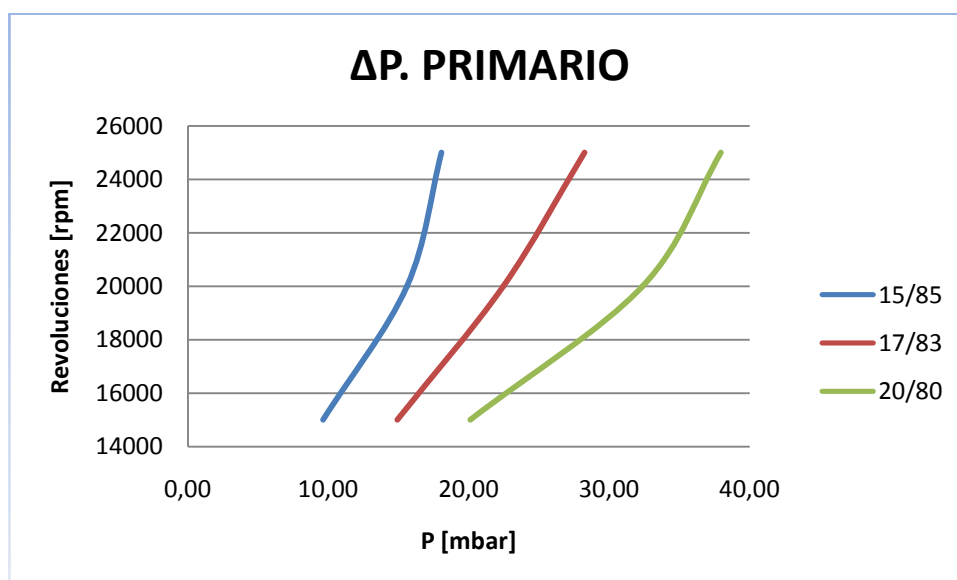
Gráfica 12. Caudales del primario para distintas configuraciones



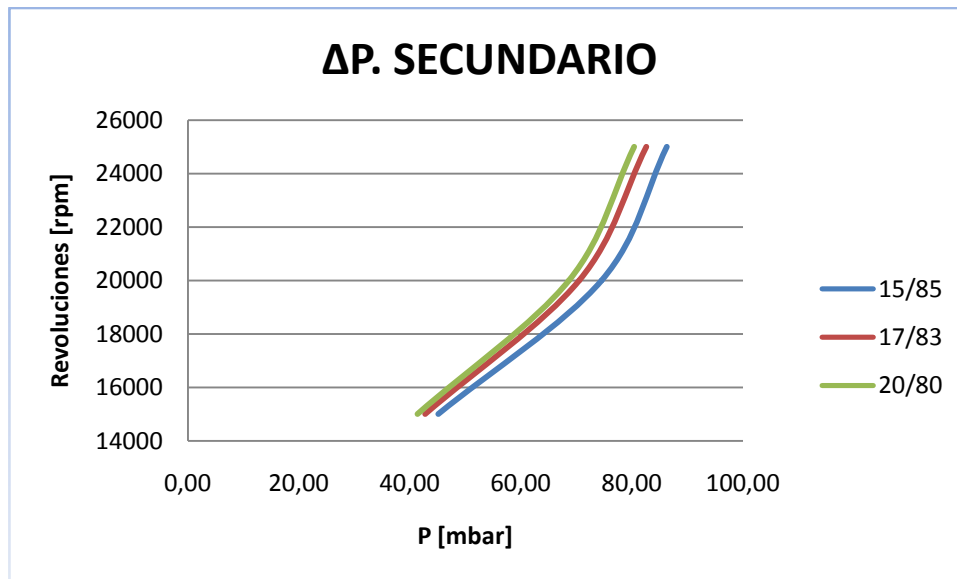
Gráfica 13. Caudales del secundario para distintas configuraciones

Como se puede observar en las gráficas y sin contradecir con lo esperado, conforme se aumenta el cociente primario/secundario manipulando las llaves de regulación de caudal de los circuitos de aire, las lecturas de caudal en las toberas de la instalación lo verifican. Observando que aumenta el caudal en el primario conforme aumenta el cociente citado.

Del mismo modo y para las mismas regulaciones de aire entre primario y secundario se miden las caídas de presiones, reflejadas en las gráficas 11 y 12:



Gráfica 14. Caída de presión en el primario para distintas configuraciones



Gráfica 15. Caída de presión en el secundario para distintas configuraciones

En estas se puede observar que para unas revoluciones fijas, al aumentar el cociente primario/secundario aumenta la caída de presión en el primario y disminuye en el secundario. Ello se debe a que cuanto más caudal hay en los conductos más pérdida de carga existirá y viceversa. También se ve que conforme aumenta la velocidad de giro de la máquina, la caída de presión también es mayor, razón también por la que siempre existe más caída de presión en el secundario que en el primario.

Conclusiones

A vista de los resultados mostrados se puede concluir que la instalación funciona correctamente puesto que se ve tras la realización de las pruebas un comportamiento correcto. Tanto el compresor como la turbina cumplen con su función, ya que el compresor muestra una compresión y la turbina una expansión adecuada para las revoluciones de giro. Si decir que estos saltos de presión son más bajos de los esperados, pudiéndose achacar este hecho a que ninguno de los dos llega a girar al mínimo de revoluciones que marca el fabricante, en este caso Garret, para su correcto funcionamiento.

En cuanto a las caídas de presión en la cámara de combustión en el circuito primario y secundario, son valores razonables debido a las pérdidas de carga que existen debido al paso del fluido por los conductos que la conforman.

Las medidas de caudal son a primera vista inferiores a las requeridas por los cálculos teóricos realizados en apartados anteriores para lograr el automantenimiento. Se debe tener en cuenta que al realizar las pruebas mediante el dispositivo de arranque, éste limita el caudal que se introduce a la turbina de gas y por tanto no se puede llegar a los caudales deseados. Si la instalación se arrancase y llegase a automantenerse, al retirar el ventilador de arranque, ésta sería libre para coger del ambiente el caudal de aire que necesitase para la combustión

Para finalizar, indicar que en cierta manera estas pruebas están limitadas por el dispositivo de arranque de la instalación puesto que por medidas de seguridad y para evitar su ruptura está limitado hasta un cierto caudal. Este hecho hace que no se pueda llegar a revoluciones superiores a las expuestas en este apartado.

6. BIBLIOGRAFIA

- ❖ [1] *A first course in gas turbine technology*, TH. Frost. Published by G. CUSSONS LIMITED
- ❖ [2] *Turbocharging the Internal Combustion Engine*, N. Watson & M.S. Janota. Published by THE MACMILLAN PRESS LTD
- ❖ [3] *Teoría de las turbinas de gas*, H. Cohen, H.I.H. Saravanamutoo & G.F.C.Rogers. Edited by MARCOMBO S.A. 2ª Edición
- ❖ [4] *Optimización y puesta a punto de una cámara de combustión para una microturbina de gas*. PFC. F. Orós Arnas.2005. CPS Zaragoza
- ❖ [5] *Gas Turbina Engineering Handbok*, Meherwan P.Boyce. Edited by Butterworth, second edition, 2002.
- ❖ [6] *Diseño y construcción de una turbina de gas*. PFC. F. Sales Tudurí. 2012-2013. Facultad Náutica de Barcelona
- ❖ [7] *Apuntes de Ingeniería Térmica*, F.J. Collado. EINA.
- ❖ [8] *Turbomáquinas. Cap. 3: Transferencia de energía, Cap. 4: Actuaciones*. A. Lecuona y J. I. Nogueira
- ❖ [9] *Curvas características, pérdidas de carga y regulación ciclos en circuito cerrado* <http://files.pfernandezdiez.es/Turbinas/Gas/pdfs/02Tgas.pdf>
- ❖ [10] *Turbocompresores*, <http://es.pfernandezdiez.es>
- ❖ [12] *Turbinas de gas*, <http://es.pfernandezdiez.es>
- ❖ [12] <http://www.turbos.bwauto.com/es/products/turbochargerCompressor.aspx>
- ❖ [13] <https://www.google.es/imghp?hl=es&tab=wi&ei=C6vVVcLjB4r8ygO-mqugBA&ved=0CBMQqi4oAQ>

ANEXO I: INTRODUCCIÓN A LAS TURBOMÁQUINAS

I.I PÉRDIDAS EN ELEMENTOS Y MAGNITUDES DE PARADA

Cuando se trabaja con turbomáquinas hay que tener en cuenta diversos factores que intervienen a la hora de realizar cálculos sobre su funcionamiento y ver cómo influyen en el comportamiento de las mismas.

Es importante destacar las variaciones que pueden deberse al trabajar sobre estas máquinas suponiendo ciclos de trabajo ideal o real, puesto que dependiendo el ciclo escogido, el comportamiento de las máquinas puede diferir debido a la contemplación de las pérdidas en los cálculos que se realicen. Es decir, al trabajar con ciclos reales se contemplan diferentes pérdidas que influyen en el funcionamiento y la forma de trabajo sobre las turbomáquinas, las cuales se desprecian si se trabaja con ciclos ideales. A continuación se enumeran cuatro diferencias importantes que se distinguen entre los ciclos:

- I. Se deben tener en cuenta las variaciones de energía cinética entre la entrada y salida de cada elemento debido a las altas velocidades que alcanza el fluido dentro de la turbomáquina. También se deben tener en cuenta los procesos de compresión y expansión, que proporcionan un aumento de entropía puesto que son procesos adiabáticos irreversibles.
- II. Debido a la fricción del fluido se tienen unas pérdidas de carga en las cámaras de combustión así como en los conductos de admisión y de escape.
- III. Se demanda un trabajo algo mayor con el fin de vencer el rozamiento de los cojinetes y el efecto de ventilación que tienen lugar en la transmisión entre compresor y turbina, así como el accionamiento de elementos auxiliares tales como bombas de combustible o aceite.
- IV. Los valores de C_p y γ del fluido motor varían a lo largo del ciclo, debido a las variaciones de temperatura y por el cambio de su composición química.

Para poder introducir las pérdidas comentadas se deben usar las magnitudes totales o de parada. Las magnitudes totales o de parada son aquellas que permiten añadir a las componentes estáticas la energía de la velocidad (dinámica) de parada. Los términos de la ecuación de la energía para el flujo estacionario de los que interviene la energía cinética, pueden ser tenidos en cuenta implícitamente mediante el concepto de entalpía de parada. Físicamente, la *entalpía de parada* h_0 es la entalpía que tendría una corriente de energía h y velocidad C si se frenase hasta el reposo adiabáticamente y sin realizar trabajo. Partiendo de la ecuación

$$(h_0 - h) + \frac{1}{2}(0 - c^2) = 0$$

se define h_0 como:

$$h_0 = h + \frac{c^2}{2}$$

Si el fluido es un gas perfecto, $C_p = \text{cte}$, h puede sustituirse por $h = C_p T$ en la ecuación anterior, lo que se llamará *temperatura de parada o total*, T_0 :

$$C_p T_0 = C_p T + \frac{1}{2} c^2$$

O lo que es lo mismo:

$$T_0 = T + \frac{c^2}{2 C_p}$$

Al término $c^2/2$ se le denomina temperatura dinámica y a T se le denomina temperatura estática. Cuando un gas disminuye su velocidad y su temperatura aumenta, se produce un aumento simultáneo de la presión. La presión de parada p_0 se define de forma semejante a T_0 , contando que el gas será frenado hasta el reposo de forma adiabática irreversible, es decir isoentrópicamente. La presión de parada se definirá del siguiente modo

$$\frac{p_0}{p} = \left(\frac{T_0}{T} \right)^{\gamma/(\gamma-1)}$$

Sustituyendo la ecuación de la temperatura de parada en la anterior, así como $C_p = \gamma R/(\gamma - 1)$ y $p = \rho R T$ se obtiene:

$$p_0 = p \left(1 + \frac{\rho c^2}{2p} \times \frac{\gamma - 1}{\gamma} \right)^{\gamma/(\gamma-1)}$$

Los valores T_0 y p_0 puede utilizarse como si fuese valores estáticos. La presión y la temperatura de parada son magnitudes de la corriente gaseosa que sirven junto con las magnitudes estáticas para determinar el estado termodinámico y mecánico de la misma.

A lo largo de este trabajo se considerarán las magnitudes para realizar los cálculos pertinentes como magnitudes de parada o totales, y se designarán con el subíndice 0. [3]

I.II NÚMEROS ADIMENSIONALES

El análisis dimensional es un método para estudiar el flujo fluido necesario a la hora de planificar experimentos y presentar resultados de forma compacta aunque algunas veces también se usa para estudios teóricos. Con este método se reduce el número y complejidad de las variables que intervienen en la descripción de un fenómeno físico y, por tanto, conlleva un ahorro de tiempo y dinero.

En nuestro caso, el comportamiento de un compresor puede especificarse mediante curvas que representen la variación de la presión y la temperatura de la salida con el gasto másico, para distintos valores fijos de velocidad de giro. Por otro lado estas características dependen también de otras variables, como son las condiciones de presión y de temperatura a la entrada del compresor y las propiedades físicas del fluido con el que se esté trabajando. Si se tuviesen en cuenta todas las variaciones de todas las magnitudes dentro de la máquina llevaría consigo la realización de numerosos experimentos y haría imposible reflejar adecuadamente los resultados.

Gran parte de esta complicación puede eliminarse haciendo uso de la técnica del análisis dimensional, en la cual se pueden combinar las variables que intervienen y dar lugar a una serie de términos adimensionales con los cuales poder trabajar. A raíz de dichos términos adimensionales se podrán especificar en dos grupos de curvas las características completas de cualquier compresor o turbina.

Previamente al realizar el análisis dimensional para el comportamiento de compresores y turbinas se han de tener en cuenta algunas consideraciones:

- Cuando se consideran las dimensiones de la temperatura, es siempre conveniente asociarla con la constante de los gases R , de forma que la variable combinada RT , al ser igual a p/ρ , tenga las dimensiones $ML^{-1}T^{-2}/ML^{-2} = L^2T^{-2}$, es decir, las mismas que la velocidad al cuadrado. R se podrá eliminar de la ecuación siempre y cuando se use el mismo gas para las pruebas del compresor como para su posterior uso, si esto no fuese así habría que conservarlo en las expresiones finales.
- Una propiedad del gas que sin duda influye en el comportamiento es su densidad ρ , pero puesto que se citan también p y el producto RT su introducción resulta excesiva, al ser $\rho = p/RT$.
- Otra propiedad física del gas que en teoría también debería tener su influencia en el comportamiento es la viscosidad. La presencia de esta variable dará lugar a un término adimensional con las características de un número de Reynolds. No obstante, se ha demostrado experimentalmente que, en las condiciones altamente turbulentas que prevalecen en este tipo de máquinas, la influencia de este término es despreciable dentro del margen normal de operación, por lo que se acostumbra a excluirlo del análisis.

Teniendo en cuenta estas observaciones se pueden considerar ya las diferentes magnitudes que rigen el comportamiento de estas máquinas y que a la vez dependen de ellas. Para la resolución del problema se puede plantear una función de todas estas variables de las cuales dependen tanto el compresor como la turbina e igualarla a cero (los grupos adimensionales que se van a obtener se para el compresor siendo 01 y 02 entrada y salida del compresor respectivamente y realizándose de forma análoga para la turbina):

$$\text{Función } (D, n, m, p_{01}, p_{02}, RT_{01}, RT_{02}) = 0$$

Donde D es una dimensión lineal característica de la máquina (diámetro del rodete) y N es la velocidad de giro.

Según el principio de análisis dimensional, conocido como teorema Pi, sabemos que la función de siete variables expresada por la ecuación anterior puede reducirse a una función distinta de 4 términos adimensionales formados a partir de estas variables. Esta reducción en tres se debe a la presencia de las tres unidades fundamentales **M**, **L** y **T** en las dimensiones de las variables originales. La cuestión reside en elegir correctamente las magnitudes correctas para adimensionalizar con la ayuda de las magnitudes restantes. En este caso las variables más útiles son p_{02} , T_{02} , m y N , obteniéndose los términos:

$$\frac{p_{01}}{p_{02}}, \frac{T_{01}}{T_{02}}, \frac{m\sqrt{RT_{01}}}{D^2 p_{01}}, \frac{ND}{\sqrt{RT_{01}}}$$

Así pues, el comportamiento de la máquina en cuanto a la variación de la presión y de la temperatura de salida con el gasto másico, la velocidad de giro y las condiciones de entrada, podrá expresarse en función de estas magnitudes. Si fuese de interés el comportamiento de una máquina de tamaño fijo y un gas determinado, se puede eliminar R y D resultando:

$$\text{Función} \left(\frac{p_{01}}{p_{02}}, \frac{T_{01}}{T_{02}}, \frac{m\sqrt{T_{01}}}{p_{01}}, \frac{N}{\sqrt{T_{01}}} \right) = 0$$

Las magnitudes $m\sqrt{T_{01}}/p_{01}$ y $N/\sqrt{T_{01}}$ suelen denominarse respectivamente “gasto másico adimensional” y “velocidad de giro adimensional”, aunque en realidad no carecen de dimensiones.

Una función de este tipo puede representarse gráficamente representando la variación de uno de los términos con otro, para los valores fijos de un tercero. En este caso se sabe que las curvas de más utilidad son las que relacionan la compresión p_{02}/p_{01} y la razón de temperaturas T_{02}/T_{01} frente al gasto másico adimensional $m\sqrt{T_{01}}/p_{01}$, tomando como parámetro la velocidad de giro adimensional $N/\sqrt{T_{01}}$. También se puede sustituir la razón de temperaturas por otro término que de ella se deriva, como es el rendimiento isoentrópico. [3]

I.III COMPRESORES

Un compresor es aquella máquina que mediante un movimiento mecánico continuo o alternativo es capaz de comprimir y desplazar fluidos compresibles como gases y vapores. Esto lo consigue mediante un intercambio de energía transmitido desde la parte mecánica al fluido, aumentando su presión y energía cinética. En este aumento de energía que es transmitido al fluido y puesto que se trabaja con fluidos compresibles, este puede sufrir cambios de densidad así como de temperatura, hechos que son buscados en función de cuál sea la función del fluido.

Existen diversos tipos de compresores pudiendo diferenciarlos en dos grandes bloques. Los compresores de desplazamiento positivo son aquellos que por cada movimiento del eje obtenemos siempre la misma compresión al contrario que los compresores dinámicos que tienen un flujo continuo del fluido de trabajo. Estos últimos también se pueden dividir en dos grandes grupos, axiales o centrífugos. Siendo los primeros más usados para turbinas de gas de aviación o generación eléctrica y los segundos para la impulsión de fluidos como bombas o turbocompresores.

El compresor centrífugo

El compresor centrífugo consiste básicamente en una carcasa inmóvil que contiene en su interior un rodete que al girar transmite una gran velocidad al aire, para luego pasar a los conductos divergentes fijos (difusor) donde el aire se decelera produciéndose un aumento de presión estática. El aire aspirado al interior de la sección de entrada del rodete y los alabes de este lo aceleran haciéndolo girar a gran velocidad de forma que la presión estática del aire aumenta entre las secciones de entrada y salida del rodete. El resto del aumento de presión estática se produce en el difusor donde se reduce la velocidad con que sale el aire del rodete hasta una velocidad del mismo orden que a la entrada. El diseño normal de un compresor se realiza para que la mitad de la compresión se realice en el rodete y la otra mitad en el difusor.

Se debe destacar la importancia de la carcasa exterior que engloba al rodete pues dependiendo de su tamaño con respecto a este puede influir en el rendimiento del compresor. La importancia de ello radica en que al hacer girar los alabes el aire del interior del rodete, existirá una ligera diferencia de presión entre las distintas caras (anterior y posterior) de los alabes, siendo superior en la cara anterior de estos. Ello produce que parte del aire se fugue por el hueco existente entre el final de los alabes y la carcasa exterior, de forma que habrá que

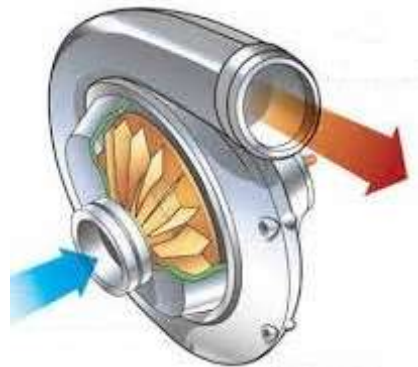


Figura 5. Compresor centrífugo

realizar un diseño que minimice esta sección y con ello mejorar el rendimiento. También es característica de los compresores centrífugos el uso de alabes radiales rectos debido a las grandes fuerzas centrífugas a las que son sometidas cuando giran a altas revoluciones, sometiéndolos a tensiones flectoras no deseadas.

Los turbocompresores se calculan para funcionar en unas condiciones óptimas de servicio, es decir, para un gasto, una relación de compresión y un número de revoluciones prefijados, así como para un determinado estado del gas en la admisión caracterizado por presión y temperatura de entrada que dan lugar al llamado punto nominal o de diseño, sin embargo, el turbocompresor instalado no funcionará siempre en dicho punto. Por ejemplo, la presión final puede variar, o se necesita un caudal inferior al de diseño, etc, por lo que el punto de

funcionamiento no coincide siempre con el de diseño, aunque se ha de procurar en general que durante el mayor tiempo posible de funcionamiento las dos situaciones anteriores coincidan.

Curvas características del compresor

Las curvas características de un compresor son utilizadas principalmente para observar diferentes parámetros dependiendo las condiciones en las que se esté trabajando. Normalmente estas curvas se representan en unas gráficas donde en el eje de ordenadas se mide la compresión del fluido P_{02}/P_{01} y en el eje de abscisas el gasto másico $m\sqrt{T_{01}}/P_{01}$. En el caso de los compresores, estas variables se muestran para diferentes rangos de velocidades así como para diferentes rendimientos del compresor. Estas curvas pueden representarse tanto con las variables de trabajo normales de un compresor o con los grupos adimensionales descritos en apartados anteriores. Se distinguen tres zonas principales. La zona central es la zona de funcionamiento estable donde el compresor trabaja de una forma adecuada. Si se va reduciendo el flujo másico, manteniendo una relación de compresión constante surge un punto de inversión del flujo local, esto repercute en una bajada del rendimiento. Si el caudal se sigue reduciendo se produce una inversión completa del flujo, lo que da lugar a la zona de la izquierda delimitada por la línea de bombeo. La tercera zona sería la zona de la derecha de la gráfica donde se trabaja con altos caudales másicos lo que necesita de altas revoluciones del compresor para poder manejarlos y hacer una compresión efectiva.

La caracterización de los turbocompresores se plasma mediante estas gráficas las cuales se realizan mediante ensayos experimentales. Los ensayos consisten básicamente en, fijadas unas revoluciones de giro del compresor, se va variando la presión actuando sobre el caudal estrangulándolo en la admisión o impulsión. En cada punto característico de caudal se toman medidas de caudales, presiones, y temperaturas así como la potencia de accionamiento que es requerida por el compresor. De esta manera es sencillo obtener los rendimientos del compresor para cada punto ensayado. Una vez se han caracterizado diferentes puntos para unas revoluciones fijas, se realizan más ensayos a diferentes revoluciones para obtener una gráfica donde se recojan los valores buscados para el rango de trabajo del compresor.

Cabe decir que cada fabricante considera sus propias correcciones de los números adimensionales, así pues hay que tener especial cuidado a la hora de realizar cálculos con las curvas características dependiendo de la marca con la que se trabaje.

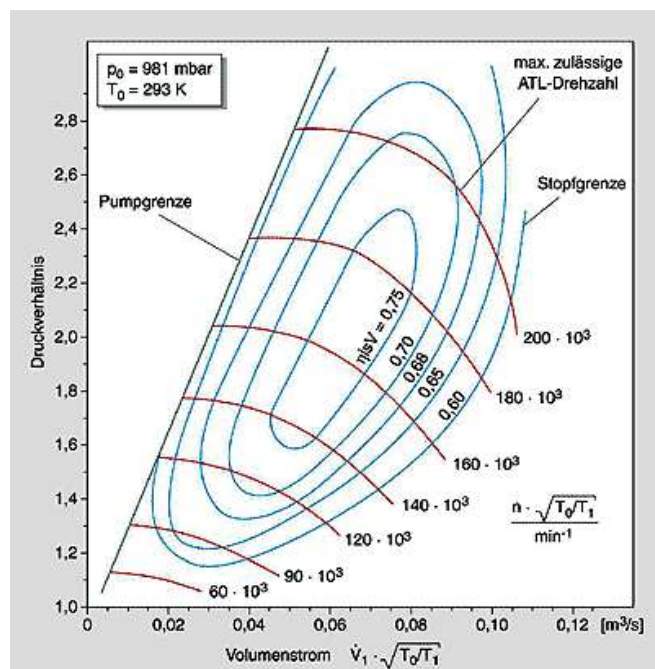


Figura 6. Curvas características de un turbocompresor

I.IV TURBINAS

Se les suele denotar como turbinas a la mayoría de las turbomáquinas de generación de potencia. Una turbina es una máquina constituida principalmente por un rotor o rueda por el cual pasa un fluido, normalmente gas o vapor, con el cual intercambia energía, convirtiendo la energía cinética del fluido en energía mecánica que se transmite a través del eje al que esta acoplado el rotor. Este eje suele estar acoplado a su vez a alguna máquina donde se aproveche esa potencia útil, normalmente suelen ser generadores eléctricos o compresores. Las turbinas pueden estar formadas por una o más etapas, llamados escalonamientos en los que el fluido de trabajo se va expandiendo gradualmente con el paso por estas. De forma semejante con los compresores, las turbinas pueden ser axiales, radiales o mixtas dependiendo la dirección que lleve el fluido de trabajo con respecto al eje de la máquina.

Dentro de las turbinas se pueden distinguir dos grandes familias. Por un lado las turbinas hidráulicas donde el fluido de trabajo no sufre un cambio de densidad considerable, perteneciendo a este grupo las turbinas de agua, así como molinos de viento o ventiladores. Dentro de estas se pueden distinguir las turbinas de acción las cuales no sufren variaciones de presión y las de reacción que si sufren importantes cambios de presión en su paso por el rodete. Por otro lado las turbinas térmicas son aquellas en las que el fluido de trabajo sufre cambios considerables de densidad a su paso por la máquina. En esta familia se podría incluir las turbinas de gas o de vapor. En este trabajo se va a centrar el estudio en las turbinas centrífugas.

La turbina radial

La turbina está básicamente constituida por una rueda de turbina y una caja/cámara de turbina. En la cámara espiral de la turbina la presión de los gases de escape se convierte en energía cinética y son dirigidos a velocidad constante a impactar con la rueda de la turbina transfiriéndole la energía a esta. La turbina está diseñada de modo que cuando los gases lleguen a la salida de la rueda la mayoría de la energía cinética se haya intercambiado con la rueda en forma de potencia en el eje.

Se caracterizan porque son capaces de aprovechar la energía proveniente del fluido en forma de impulso rotatorio debido a que los gases fluyen radialmente en relación al eje de la máquina. Son muy utilizadas para demandas pequeñas de potencia puesto que reúnen una relativa sencillez constructiva y un diseño robusto, un fácil mantenimiento y un menor coste que las turbinas axiales. Además, son capaces de manejar flujos más lentos que una axial.

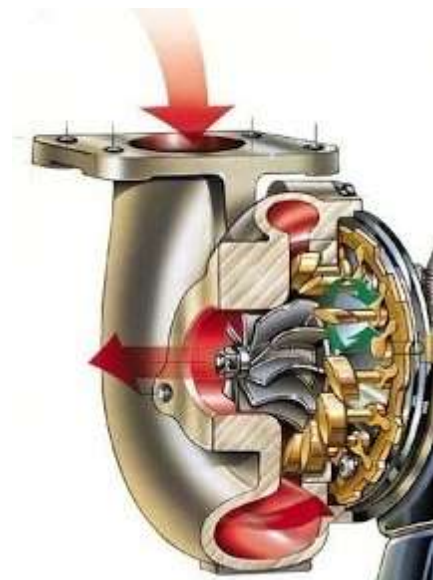


Figura 7. Turbina radial

Curvas características de la turbina

Las curvas características de una turbina se basan en reflejar, de manera semejante a las del compresor, el salto de presión entre entrada y salida de esta frente al gasto másico adimensional que pasa por ella. Tanto si se calcula como si se mide en un banco de pruebas, el comportamiento se expresa normalmente representando el rendimiento de la turbina η_t y el gasto másico $m\sqrt{T_{03}}/P_{03}$ frente a la relación de expansión P_{03}/P_{04} para distintos valores de $N/\sqrt{T_{03}}$ como puede verse en la Figura 8. Se designan los subíndices 03 y 04 para la entrada y salida de la turbina respectivamente.

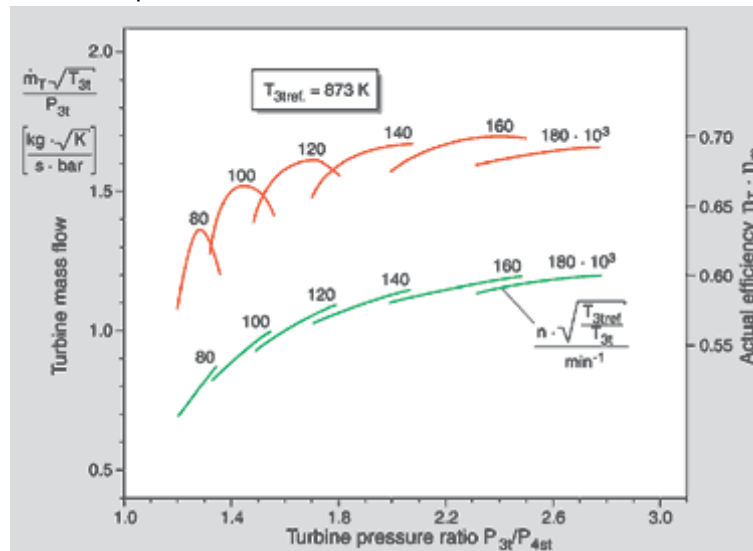


Figura 8. Curvas características de una turbina

A diferencia del compresor, la relación de expansión se refleja en el eje de abscisas y el gasto másico en el eje de ordenadas.

Existe además otro tipo de representación de estas curvas, característico de las turbinas radiales en las que se representa las mismas magnitudes en los distintos ejes que en las anteriores pero para un valor fijo de revoluciones de la máquina y para diversas configuraciones de sus dimensiones, como es en el caso de este trabajo, el cociente entre el área y el radio de la voluta.

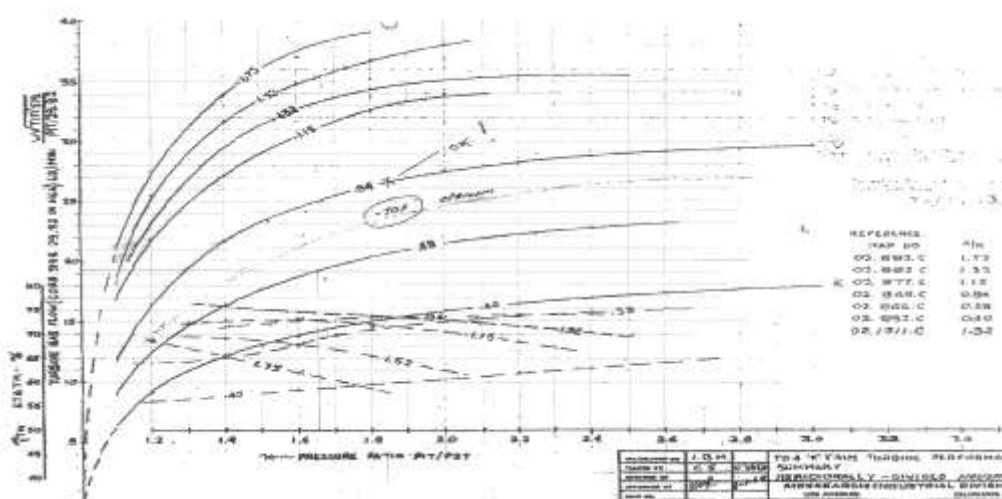


Figura 9. Curvas características de una turbina radial

I.V. ESTUDIO DE LAS CURVAS DEL TURBOCOMPRESOR GARRET

Compresor

Las curvas estudiadas en este trabajo son de un turbocompresor de camión de la marca Garret. En ellas se refleja el aumento de presión en función del caudal másico adimensional para diferentes valores de rendimiento del mismo así como distintos valores de giro del turbo. A la hora de realizar los cálculos pertinentes se han escogido unos puntos fijos de las curvas con el fin de tener siempre los mismos valores y no introducir errores numéricos. Los puntos escogidos y marcados en la Figura 10 pertenecen a la zona de la derecha de la curva característica donde predominan caudales másicos elevados y altas revoluciones.

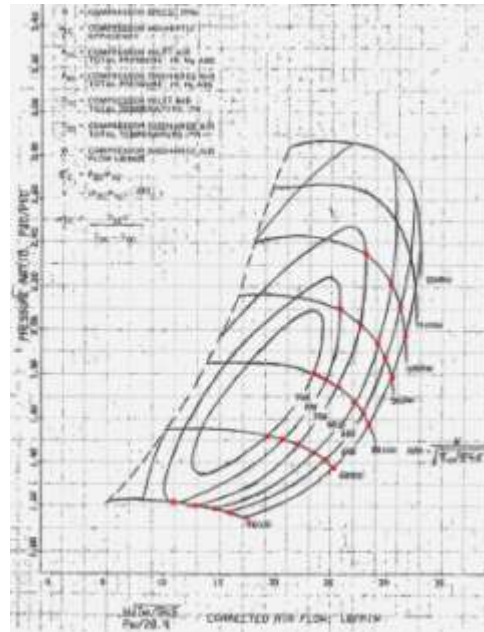


Figura 10. Curva característica compresor Garret. Temperatura en Rankine y presión en psia.

Se muestran en la siguiente tabla los puntos seleccionados para los cálculos realizados a lo largo del trabajo.

N	64%		66%		68%	
	P_{02}/P_{01}	$\frac{m\sqrt{\frac{T_{01}}{545}}}{\frac{P_{01}}{28,4}}$	P_{02}/P_{01}	$\frac{m\sqrt{\frac{T_{01}}{545}}}{\frac{P_{01}}{28,4}}$	P_{02}/P_{01}	$\frac{m\sqrt{\frac{T_{01}}{545}}}{\frac{P_{01}}{28,4}}$
45350	1,15	17,5	1,17	15,7	1,18	14,8
68369	1,375	25,2	1,42	24,3	1,44	23,4
82731	1,57	28,2	1,63	27,9	1,657	27
94732	1,79	30,2	1,87	29,9	1,94	29,1
107914	1,97	31,5	2,13	31	2,22	30,2

70%		72%		74%	
P_{02}/P_{01}	$\frac{m\sqrt{\frac{T_{01}}{545}}}{\frac{P_{01}}{28,4}}$	P_{02}/P_{01}	$\frac{m\sqrt{\frac{T_{01}}{545}}}{\frac{P_{01}}{28,4}}$	P_{02}/P_{01}	$\frac{m\sqrt{\frac{T_{01}}{545}}}{\frac{P_{01}}{28,4}}$
1,2	13	1,22	11		
1,48	22	1,5	20,5	1,52	19,2
1,75	25,5	1,78	24,5	1,8	23,3
2,03	27,5	2,1	25,8		
2,35	28				

Tabla 9. Puntos estudiados del compresor

Turbina

Las curvas con las que se va a trabajar son las curvas de una turbina de un turbocompresor de camión marca Garret. En ellas se refleja el gasto másico adimensional en función del salto de presión que se produce en la expansión de los gases. Además reflejan diferentes configuraciones dimensionales en relación con el radio de la caracola exterior de la turbina y el diámetro de salida de la misma. El motivo de contemplar diferentes configuraciones dimensionales de la turbina, es ver que curva teórica se podría asemejar más a la turbina de la instalación.

A la hora de trabajar con estas curvas y con el fin de tener bien caracterizados todos los valores de las curvas a lo largo del aumento de presión que reflejan así como de las distintas configuraciones geométricas se ha procedido a obtener las ecuaciones más aproximadas que reflejan las distintas curvas de gasto másico y de rendimiento de la turbina. A lo largo de este trabajo se han considerado trabajar con tres configuraciones, $A/R = 0,84$, $A/R = 0,58$ y $A/R = 1,15$.

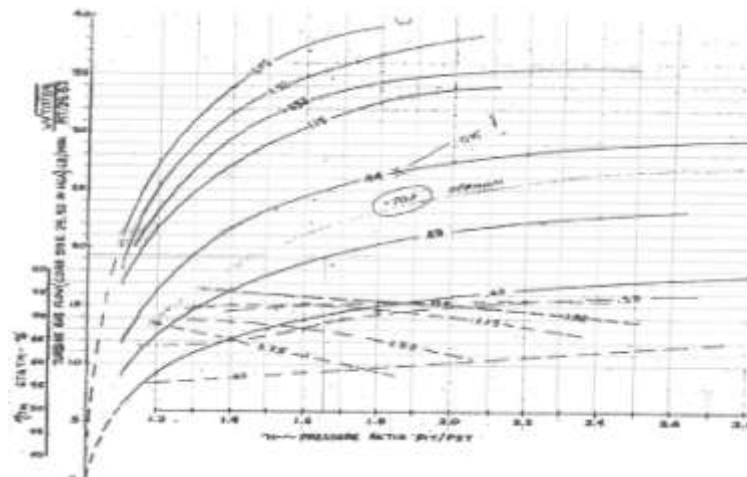


Figura 11. Curva característica turbina Garret. Temperatura en Rankine y presión en psia.

El procedimiento seguido para conseguir todos los puntos ha sido el siguiente:

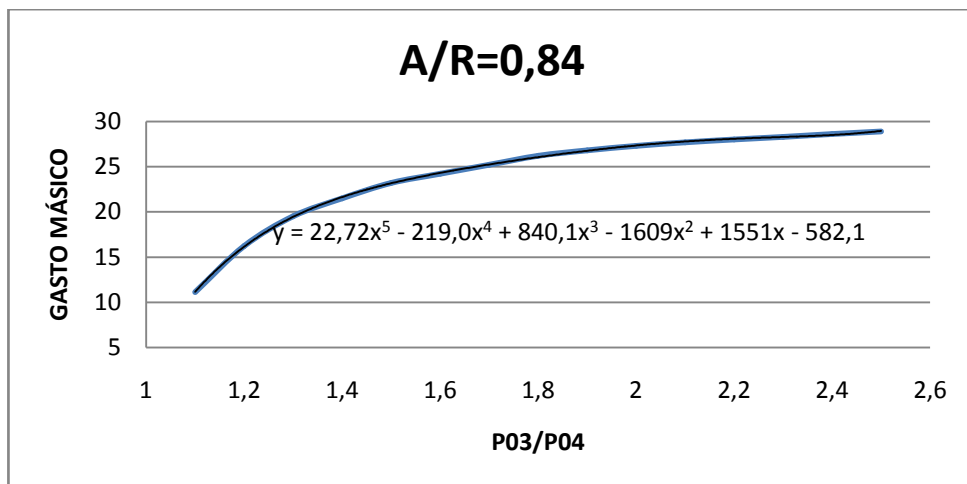
- 1) Representar en una tabla el gasto másico adimensional y el rendimiento de la turbina para los principales valores del salto de presión de la turbina, siendo estos 1.1, 1.2, 1.3,..., 2.4, 2.5.
- 2) Una vez obtenidos estos puntos se escoge un polinomio de grado X que más se ajuste, para los valores antes reflejados, al gasto másico adimensional así como del rendimiento.
- 3) Ya conseguida la ecuación que muestre los valores más cercanos a los reales, se ha de extender para los valores anteriores pero con un incremento centesimal entre ellos, es decir, 1.15, 1.16, 1.17,..., 2.48, 2.49, 2.5.
- 4) Con ello se tendrán valores tanto del gasto másico como del rendimiento para todo el salto de presión que puede admitir cada configuración geométrica de la turbina y podrán ser usados en los métodos de cálculo que se desarrollan en el trabajo.

Configuración A/R=0,84 (En esta configuración se considera $\eta_t = cte$)

1)

P03/P04	$(m \cdot \sqrt{T03/519}) / (P03 \cdot 29,92)$
1,1	11,1
1,2	16,2
1,3	19,5
1,4	21,5
1,5	23,2
1,6	24,2
1,7	25,2
1,8	26,2
1,9	26,8
2	27,3
2,1	27,7
2,2	28
2,3	28,3
2,4	28,6
2,5	28,9

2)



3)

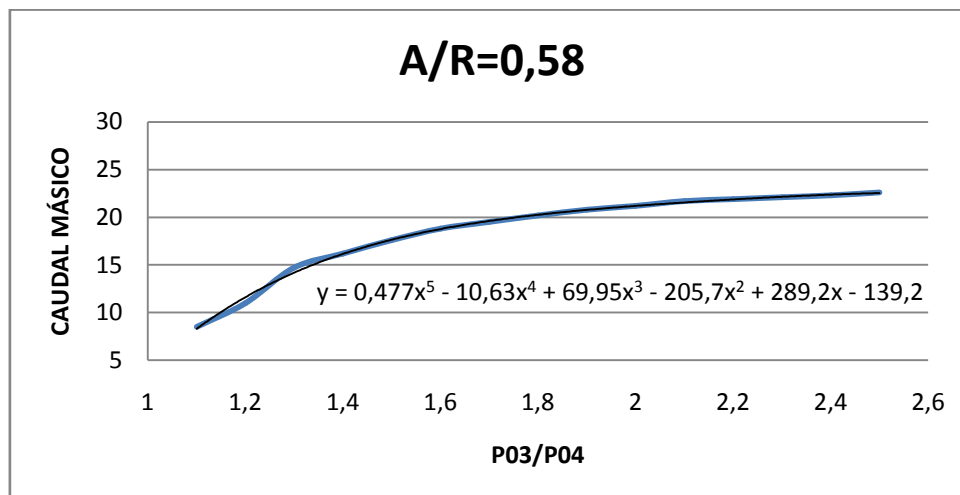
P03/P04	$(m \cdot \sqrt{T03/519}) / (P03 \cdot 29,92)$	$(m \cdot \sqrt{T03}) / P03$
1,150	14,000	10,660
1,160	14,488	11,031
1,170	14,956	11,388
.	.	.
.	.	.
.	.	.
2,480	29,629	22,560
2,490	29,699	22,613
2,500	29,775	22,671

Configuración A/R=0,58

1)

P03/P04	$(m \cdot \sqrt{T03/519}) / (P03 \cdot 29,92)$
1,1	8,5
1,2	11
1,3	14,7
1,4	16,2
1,5	17,6
1,6	18,8
1,7	19,5
1,8	20,2
1,9	20,8
2	21,2
2,1	21,7
2,2	21,9
2,3	22,1
2,4	22,3
2,5	22,6

2)



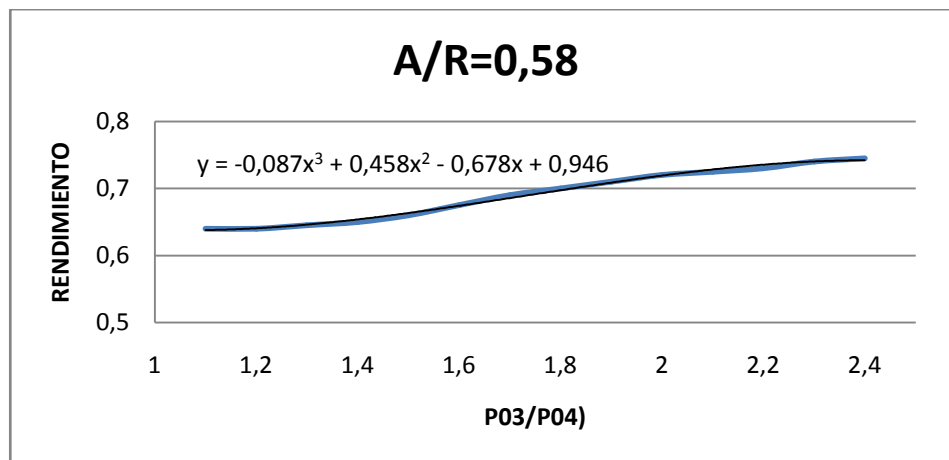
3)

P03/P04	$(m \cdot \sqrt{T03/519}) / (P03 \cdot 29,92)$	$(m \cdot \sqrt{T03}) / P03$
1,150	10,094	7,686
1,160	10,422	7,935
1,170	10,740	8,178
.	.	.
.	.	.
.	.	.
2,480	22,468	17,108
2,490	22,480	17,117
2,500	22,491	17,125

1)

P03/P04	Rendimiento turbina
1,1	0,64
1,2	0,64
1,3	0,645
1,4	0,65
1,5	0,66
1,6	0,675
1,7	0,69
1,8	0,7
1,9	0,71
2	0,72
2,1	0,725
2,2	0,73
2,3	0,74
2,4	0,745
2,5	0,75

2)



3)

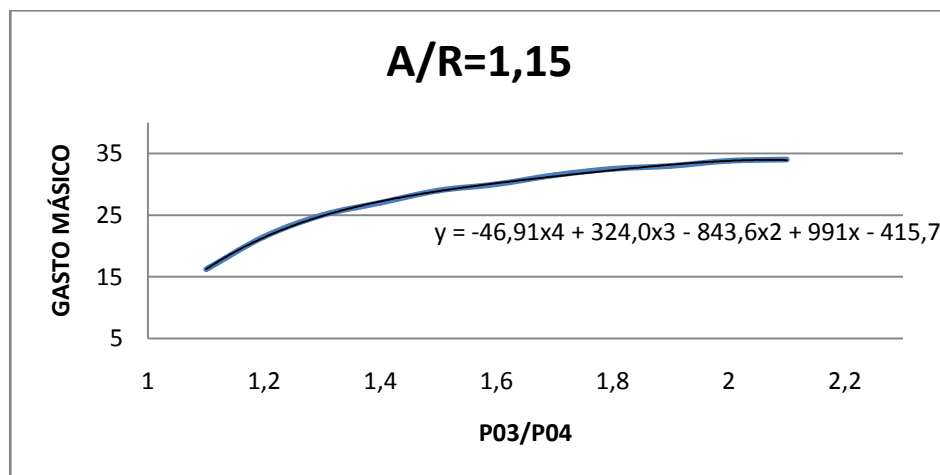
P03/P04	Rendimiento
1,150	0,640
1,160	0,640
1,170	0,640
.	.
.	.
.	.
2,480	0,754
2,490	0,754
2,500	0,754

Configuración A/R=1,15

1)

P03/P04	$(m \cdot \sqrt{T03/519}) / (P03 \cdot 29,92)$
1,1	16,2
1,2	21,5
1,3	25
1,4	27
1,5	29
1,6	30
1,7	31,5
1,8	32,5
1,9	33
2	33,8
2,1	34

2)



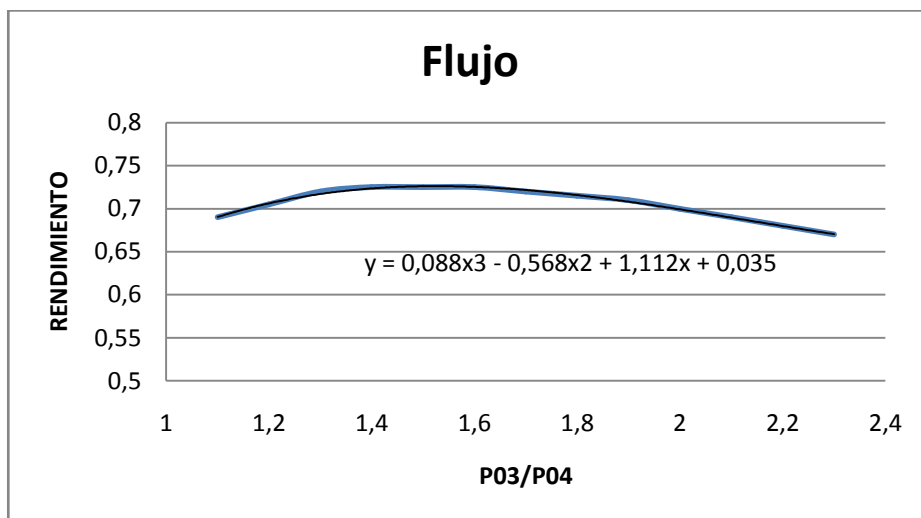
3)

P03/P04	$(m \cdot \sqrt{T03/519}) / (P03 \cdot 29,92)$	$(m \cdot \sqrt{T03}) / P03$
1,150	19,007	14,472
1,160	19,505	14,851
1,170	19,985	15,217
.	.	.
.	.	.
.	.	.
2,080	33,427	25,452
2,090	33,407	25,436
2,100	33,378	25,414

1)

P03/P04	Rendimiento turbina
1,1	0,69
1,2	0,705
1,3	0,72
1,4	0,725
1,5	0,725
1,6	0,725
1,7	0,72
1,8	0,715
1,9	0,71
2	0,7
2,1	0,69
2,2	0,68
2,3	0,67

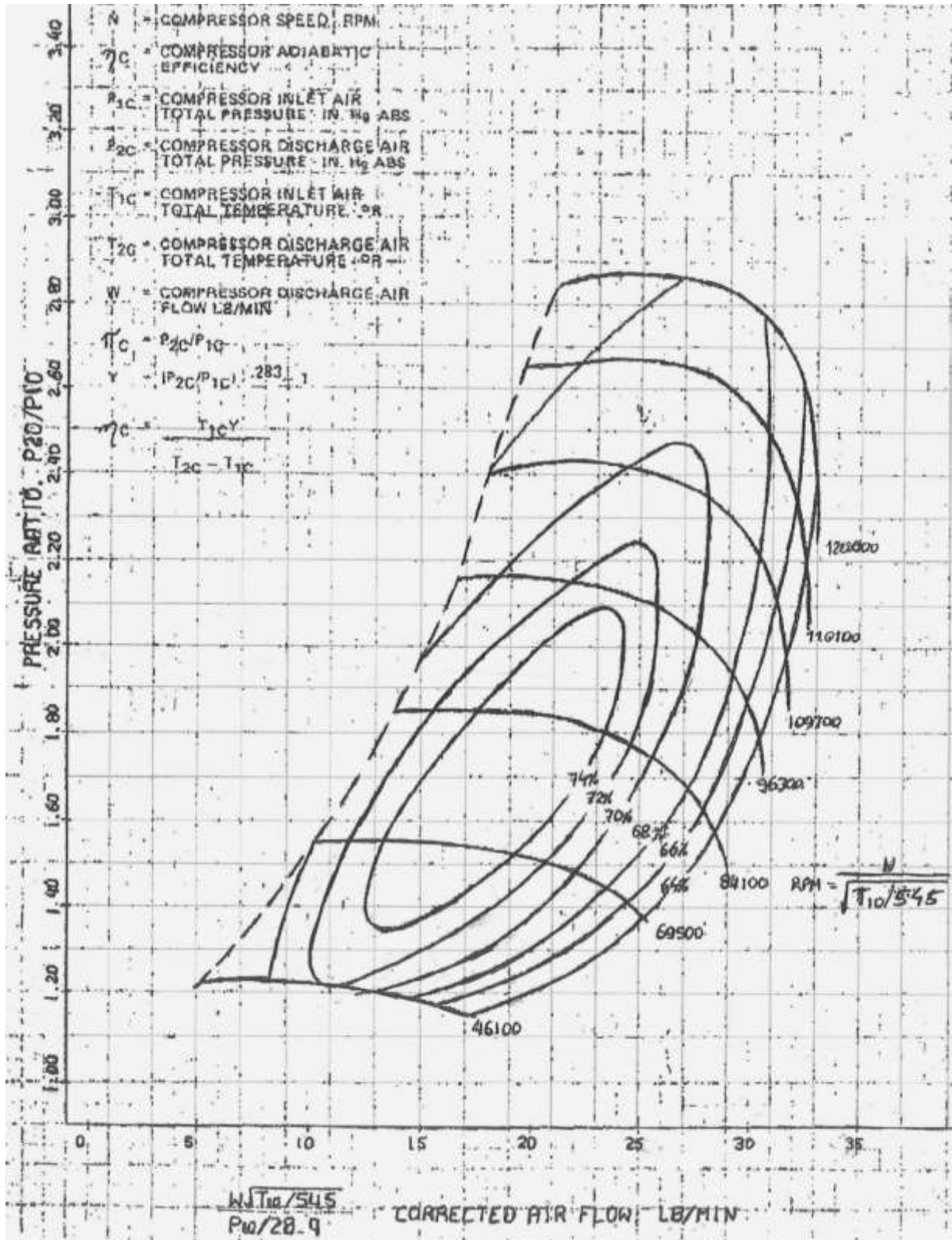
2)

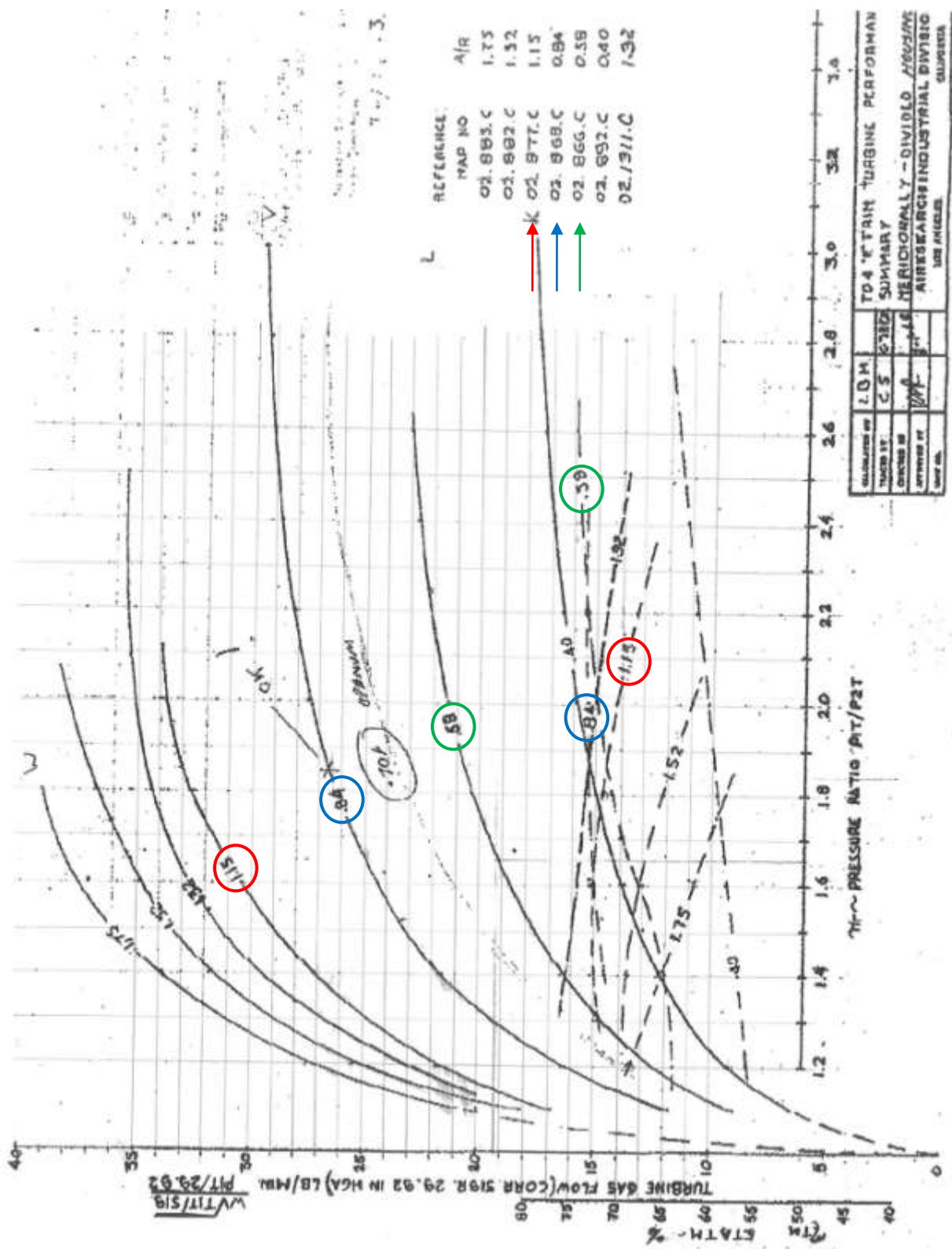


3)

P03/P04	Rendimiento
1,150	0,696
1,160	0,698
1,170	0,699
.	.
.	.
.	.
2,280	0,661
2,290	0,660
2,300	0,659

I.VI. CURVAS CARACTERÍSTICAS DE COMPRESOR Y TURBINA





ANEXO II: DESCRIPCIÓN DE LA INSTALACIÓN

La instalación que se pasa a describir a continuación es una instalación docente ubicada en el laboratorio de motores de la EINA de la universidad de Zaragoza la cual ha sido realizada por profesores de la universidad en colaboración con alumnos de la misma a través de diversos proyectos fin de carrera y/o trabajos fin de grado [4].

La siguiente se ha construido y desarrollado con el propósito de estudiar el comportamiento de una turbina de gas constituida en este caso por la turbina y el compresor de un turbocompresor un motor diesel, así como en un futuro poder realizar diversos estudios y prácticas de asignatura que ayuden al alumnado de la escuela a comprender el funcionamiento de este tipo de máquinas. Por ello y para que este objetivo se pueda cumplir en este trabajo se ha estudiado por diferentes métodos la manera de que la turbina de gas funcione en equilibrio.

El funcionamiento en equilibrio se consigue cuando se da con las condiciones idóneas que hagan que la turbina produzca la suficiente potencia como para poder mover el compresor y conseguir un automantenimiento de la misma por sí sola, es decir, sin ningún elemento extra que facilite su funcionamiento.

Para lograr este objetivo y poder realizar diferentes pruebas que permitan llegar a conseguirlo la instalación consta de diversos equipos que permiten tener un control sobre los parámetros que rigen el estudio de la máquina en todo momento y que ayudan al control y estudio de la misma. Una lista de los componentes y controladores más importantes se detalla a continuación.

1. Compresor
2. Turbina
3. Cámara de combustión
4. Panel de mandos
5. Sistema de refrigeración
6. Circuito de aire
7. Circuito de combustible



Figura 13. Vista frontal de la instalación

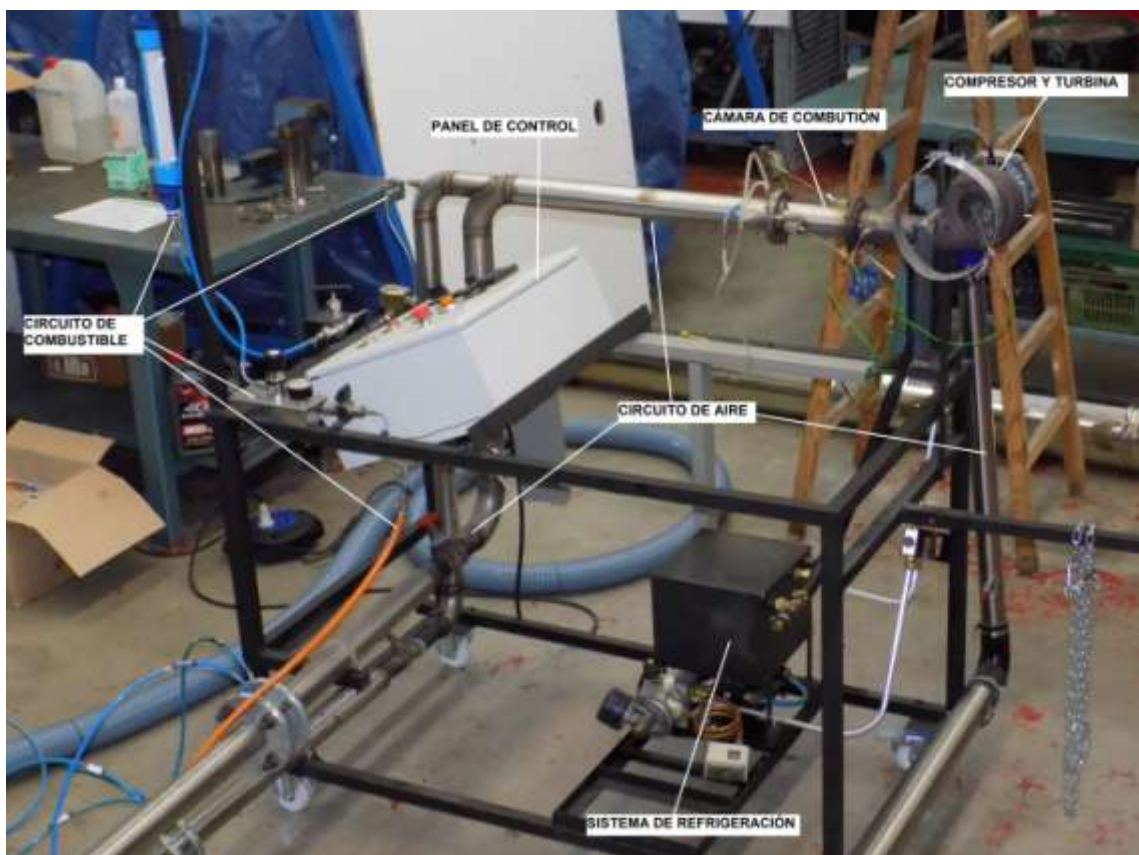


Figura 12. Vista lateral de la instalación

Compresor

Se trata de un compresor radial de la marca Garret.



Figura 14. Compresor radial Garret

Turbina

Se trata de una turbina radial de la marca Garret.



Figura 15. Turbina radial Garret

Cámara de combustión

La cámara de combustión es respecto a la instalación una de las partes principales y por la cual se ha ido desarrollando tras varios PFC y TFG. La importancia reside en que dependiendo el diseño de ésta, se podrá llegar a automantener la turbina o no, puesto que de ella depende si se logra la temperatura deseada y condiciones optimas en su interior.



Figura 16. Vista exterior de la cámara de combustión

Panel de mandos

Desde el panel de mandos se tiene el control de la instalación. Desde él se puede controlar el encendido y paro de la instalación así como el encendido de la llama de la cámara de combustión. También contiene distintos indicadores de la presión de aceite, la velocidad de la turbina y la temperatura de la misma mediante termopares. Además del panel de mando, la instalación consta de otra instrumentación útil como un rotámetro, para poder medir el caudal de gas, además de otros dispositivos para su regulación y las toberas convergentes asociadas a manómetros de cubeta para medir el caudal de aire de primario y secundario. Posee a su vez una seta de emergencia en caso de accidente para detener la instalación completamente.



Figura 17. Panel de mandos

Sistema de refrigeración

El sistema de refrigeración tiene como misión evitar el sobrecalentamiento de la turbina. Consta de un depósito y una bomba que recircula el aceite que actúa como lubricante y líquido refrigerante y que refrigera el eje de giro de la turbina evitando altas temperaturas y el gripaje del mismo.

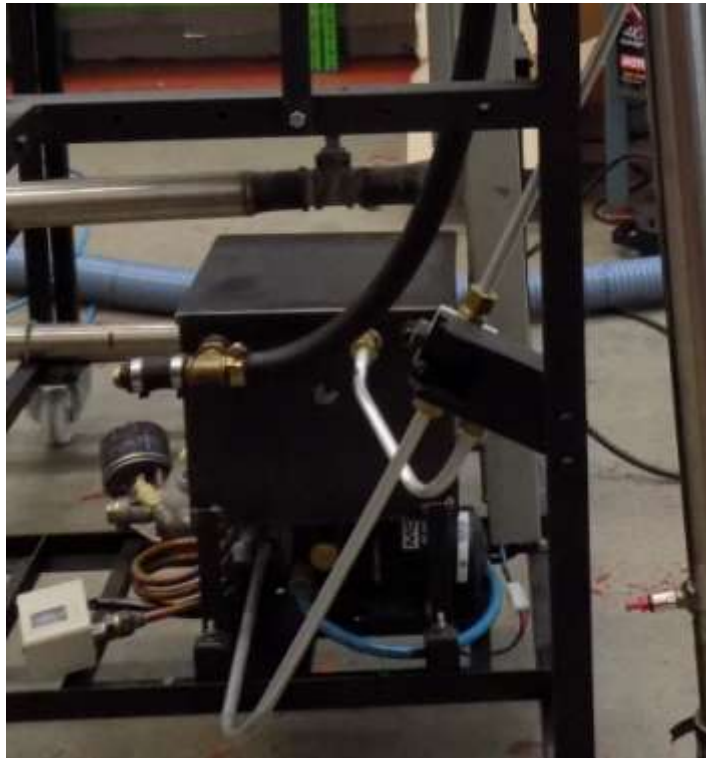


Figura 18. Sistema de refrigeración de aceite

Circuito de aire

El circuito de aire comprende toda la aparamenta necesaria para el suministro, regulación y medida del aire necesario para la combustión. El suministro de aire se realiza mediante un compresor roots del que se dispone en el laboratorio de motores. El circuito de aire principal alimentado por el roots se divide en dos circuitos, primario y secundario, como en cualquier turbina de gas para poder suministrar el aire convenientemente a la cámara de combustión. Las partes principales que componen el circuito de aire son:

- Compresor roots (permite el arranque de la turbina)
- Válvulas de regulación (regula el caudal entre primario y secundario)
- Toberas ISA y columnas inclinadas de medida (permiten medir la caída de presión)
- Tubería de canalización (canalización del aire)
- Sistema de evacuación de humos (expulsión de los gases de combustión al exterior)

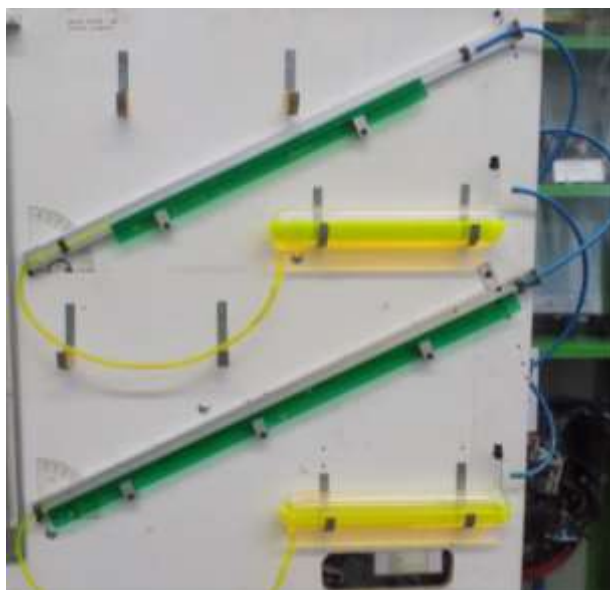


Figura 19. Columnas inclinadas de medida



Figura 20. Toberas calibradas ISA



Figura 21. Válvulas de regulación

Circuito de combustible

El circuito de combustible, en este caso gas propano, es la línea de suministro desde las bombonas hasta el inyector. El circuito tiene como finalidad regular la presión de descarga de las botellas así como el caudal circulante en cada momento, todo ello operando en condiciones de seguridad debido a la peligrosidad de trabajar con este tipo de combustible. Para poder cumplir las especificaciones expuestas, el circuito de gas está formado por:

- Bombonas de propano (depósito de combustible)
- Válvula todo nada (válvula de corte de seguridad)
- Regulador de presión (permite fijar la presión requerida para la instalación)
- Válvula de aguja (regulación del caudal de gas)
- Electroválvula (permite cortar automáticamente el suministro de gas)
- Rotámetro (medición del caudal de gas)
- Inyector (introduce el combustible dentro de la cámara)

